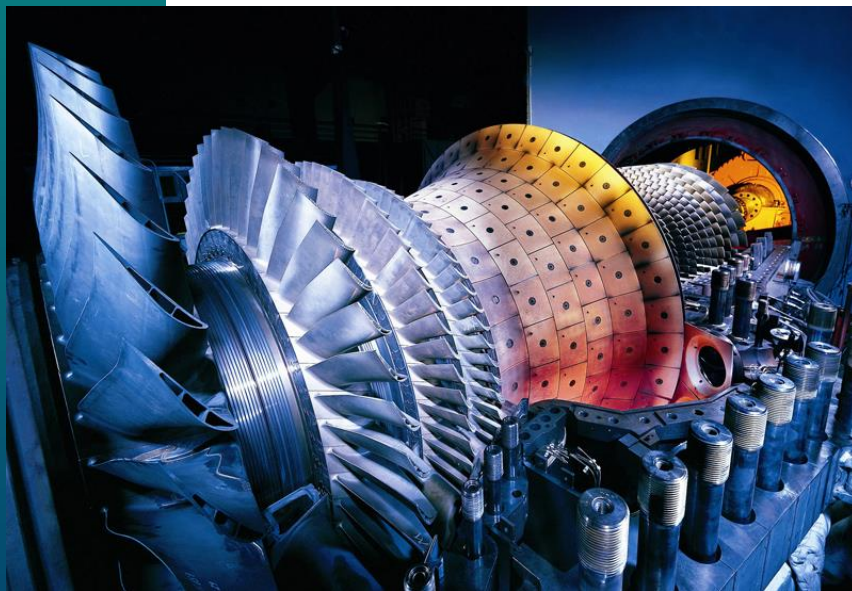


# **Mejora de la eficiencia energética de una turbina de gas mediante el enfriamiento del aire de admisión**



**ALUMNO:  
JESÚS CATALÁN GIL  
PROFESOR:  
RAMON CABELLO LÓPEZ**



## INDICE

<b>1. MEMORIA .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1.- Introducción y objeto.....</b>	<b>15</b>
<b>1.2.- Antecedentes.....</b>	<b>17</b>
1.2.1.- Consumo energético del sector industrial en España .....	17
<b>1.3.- Justificación.....</b>	<b>19</b>
<b>1.4.- Organización de la empresa.....</b>	<b>19</b>
1.4.1.- Proceso de producción.....	19
1.4.2.- Turbinas de cogeneración.....	20
1.4.3.- Atomizado .....	21
1.4.4.- Secado.....	24
1.4.5.- Cocción en hornos .....	25
1.4.5.1.- Etapas de cocción.....	26
<b>1.5.- Descripción general de las turbinas de cogeneración .....</b>	<b>28</b>
1.5.1.- Componentes principales de una turbina de gas.....	32
1.5.1.1.- Compresor.....	33
1.5.1.2.- Cámaras de combustión .....	34
1.5.1.3.- Turbina de potencia.....	35
1.5.2.- Prestaciones de la turbina de gas en condiciones ISO.....	35
<b>1.6.- Variables que afectan a la potencia de la turbina.....</b>	<b>37</b>
1.6.1.- Temperatura del aire de entrada .....	37
1.6.1.1.- Variación de la potencia.....	39
1.6.1.2.- Variación del consumo de GN .....	39
1.6.1.3.- Variación del caudal de los gases de escape .....	40
1.6.1.4.- Variación del Heat Rate .....	41
1.6.2.- Equipos de intercambio térmico a la entrada y salida .....	41
1.6.3.- Altitud sobre el nivel del mar .....	42
<b>1.7.- Tecnologías de enfriamiento del aire de admisión en las turbinas. 43</b>	
1.7.1.- Enfriamiento evaporativo .....	43
1.7.1.1.- Equipos e instalaciones auxiliares.....	44

1.7.1.2.- Ventajas.....	44
1.7.1.3.- Inconvenientes .....	45
1.7.2.- Inyección de Niebla o Fogging.....	45
1.7.2.1.- Equipos e instalaciones auxiliares.....	46
1.7.2.2.- Ventajas.....	46
1.7.2.3.- Inconvenientes .....	47
1.7.3.- Enfriamiento de agua por compresión.....	47
1.7.3.1.- Equipos e instalaciones auxiliares.....	48
1.7.3.2.- Ventajas.....	48
1.7.3.3.- Inconvenientes .....	48
1.7.4.- Enfriamiento de agua con máquina de absorción.....	48
1.7.4.1.- Máquinas de Agua-Amoníaco.....	49
1.7.4.2.- Máquinas de BrLi-Agua.....	49
1.7.4.3.- Descripción de una máquina de absorción.....	50
1.7.4.4.- Equipos e instalaciones auxiliares.....	51
1.7.4.5.- Ventajas.....	52
1.7.4.6.- Inconvenientes .....	52
1.7.5.- Comparación entre absorción y compresión .....	53
1.7.5.1.- Ventajas de absorción frente a compresión.....	53
1.7.6.- Comparación de los sistemas mediante diagrama psicométrico ....	54
<b>1.8.- Balances térmicos de los procesos .....</b>	<b>55</b>
1.8.1.- Turbinas .....	56
1.8.2.- Atomizadores.....	59
1.8.3.- Hornos .....	62
1.8.4.- Secaderos .....	63
1.8.5.- Energía térmica residual .....	64
<b>1.9.- Solución adoptada.....</b>	<b>65</b>
1.9.1.- Energía térmica aprovechable .....	65
1.9.2.- Sistema de enfriamiento por absorción .....	66
1.9.3.- Elección del Intercambiador Aire-Agua.....	66
1.9.4.- Elección de la máquina de absorción .....	67
1.9.4.1.- Características de la máquina de absorción.....	68



1.9.5.-	Necesidades de la Torre de Refrigeración .....	69
<b>1.10.-</b>	<b>Necesidades térmicas en los gases de los hornos .....</b>	<b>70</b>
1.10.1.-	Entalpía y caudal másico de los gases de escape de los hornos....	70
1.10.2.-	Necesidades térmicas de la máquina de absorción .....	70
<b>1.11.-</b>	<b>Parámetros para la evaluación energética .....</b>	<b>72</b>
1.11.1.-	Incremento de pérdida de carga en la admisión .....	72
1.11.2.-	Parámetros relevantes del sistema de enfriamiento .....	72
1.11.3.-	Periodos de explotación del sistema de enfriamiento .....	72
<b>1.12.-</b>	<b>Situación sin enfriamiento del aire en las turbinas .....</b>	<b>73</b>
<b>1.13.-</b>	<b>Situación con enfriamiento del aire con calor de los hornos ...</b>	<b>74</b>
<b>1.14.-</b>	<b>Comparación de los sistemas evaluados .....</b>	<b>75</b>
1.14.1.-	Variación de la temperatura de admisión.....	75
1.14.2.-	Variación de la potencia eléctrica generada.....	76
1.14.3.-	Variación de la potencia térmica consumida .....	76
1.14.4.-	Variación del Heat Rate .....	77
1.14.5.-	Variación del caudal de gases de escape.....	77
1.14.6.-	Variación de los costes térmicos .....	78
1.14.7.-	Variación de los ingresos eléctricos.....	78
<b>1.15.-</b>	<b>Conclusiones.....</b>	<b>79</b>
<b>2.</b>	<b>ANEXO DE CÁLCULOS .....</b>	<b>81</b>
<b>2.1.-</b>	<b>Combustión perfecta del GN .....</b>	<b>83</b>
2.1.1.-	Combustión estequiométrica de un mol de GN.....	85
<b>2.2.-</b>	<b>Datos de las turbinas Alstom TYPHOON SGT-100.....</b>	<b>88</b>
2.2.1.-	Especificaciones .....	88
<b>2.3.-</b>	<b>Balances energéticos .....</b>	<b>90</b>
2.3.1.-	Turbinas .....	90
2.3.1.1.-	Caudales másicos .....	90
2.3.2.-	Atomizadores .....	93
2.3.2.1.-	Caudales másicos .....	93
2.3.3.-	Hornos .....	100
2.3.3.1.-	Caudales másicos .....	100

2.3.4.-	Secaderos .....	104
2.3.4.1.-	Caudales máscos .....	104
<b>2.4.-</b>	<b>Selección de la potencia frigorífica .....</b>	<b>114</b>
<b>2.5.-</b>	<b>Selección de la máquina de absorción .....</b>	<b>117</b>
2.5.1.1.-	Características de la máquina de absorción .....	118
<b>2.6.-</b>	<b>Especificaciones de la Torre de Refrigeración .....</b>	<b>119</b>
<b>2.7.-</b>	<b>Necesidades térmicas de los gases de los hornos .....</b>	<b>120</b>
2.7.1.-	Entalpía y caudal máscico de los gases de escape de los hornos ...	120
2.7.2.-	Necesidades térmicas de la máquina de absorción .....	122
<b>2.8.-</b>	<b>Estudio sin enfriamiento .....</b>	<b>124</b>
2.8.1.-	Turbina 1 .....	125
2.8.2.-	Turbina 2 .....	127
2.8.3.-	Costes e ingresos .....	129
<b>2.9.-</b>	<b>Estudio con enfriamiento .....</b>	<b>130</b>
2.9.1.-	Turbina 1 .....	131
2.9.2.-	Turbina 2 .....	133
2.9.3.-	Costes e ingresos .....	135
<b>2.10.-</b>	<b>Comparación del sistema sin enfriamiento con el de enfriamiento</b>	<b>135</b>
<b>2.11.-</b>	<b>Estudio con enfriamiento con el anterior sistema retributivo</b>	<b>136</b>
2.11.1.-	Sin enfriamiento .....	136
2.11.2.-	Con enfriamiento .....	137
2.11.3.-	Costes e ingresos .....	138
2.11.3.1.-	Sin enfriamiento .....	138
2.11.3.2.-	Con enfriamiento .....	138
2.11.4.-	Comparación .....	139
<b>3.</b>	<b>OTROS ANEXOS .....</b>	<b>141</b>
3.1.-	Especificaciones de los atomizadores .....	142
3.2.-	Prestaciones de la turbina Alstom Typhoon SGT100 .....	143
3.3.-	Máquinas de absorción THERMAX .....	144
<b>4.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>145</b>

## INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Distribución de consumos energéticos industriales en 2013.....	18
Tabla 2: Consumos energéticos por principales áreas de actividad .....	18
Tabla 3: Datos energéticos de la empresa.....	55
Tabla 4: Composición aproximada del Gas Natural.....	56
Tabla 5: Características del Gas Natural en Castellón .....	56
Tabla 6: Consumos de energía térmica de la Turbina 1 .....	57
Tabla 7: Consumos de energía térmica de la Turbina 2 .....	57
Tabla 8: Especificaciones máquina de absorción .....	68
Tabla 9: Balance final del sistema sin enfriamiento .....	73
Tabla 10: Balance con sistema de enfriamiento .....	74
Tabla 11: Balance final de los sistemas .....	75
Tabla 12: Porcentaje de componentes del GN.....	85
Tabla 13: PCS componentes GN .....	85
Tabla 14: Peso moles GN .....	86
Tabla 15: Peso mol de O, H y C .....	86
Tabla 16: Composición del aire .....	87
Tabla 17: Días de uso anuales de los atomizadores.....	94
Tabla 18: Días de uso anuales de los hornos .....	101
Tabla 19: Horas de uso anuales de los secaderos .....	106
Tabla 20: Datos climatológicos anuales .....	124
Tabla 21: Datos funcionamiento sin sistema de enfriamiento turbina 1 ...	125
Tabla 22: Datos económicos sin sistema de enfriamiento para turbina 1 .	126
Tabla 23: Datos sin sistema de enfriamiento para turbina 1.....	127
Tabla 24: Datos económicos sin sistema de enfriamiento para turbina 2 .	128
Tabla 25: Balance final sin sistema de enfriamiento .....	129

Tabla 26: Datos climatológicos con enfriadora .....	130
Tabla 27: Datos con sistema de enfriamiento para turbina 1 .....	131
Tabla 28: Datos económicos con sistema de enfriamiento para turbina 1 .....	132
Tabla 29: Datos con sistema de enfriamiento para turbina 2 .....	133
Tabla 30: Datos económicos con sistema de enfriamiento para turbina 2 .....	134
Tabla 31: Balance final con sistema de enfriamiento .....	135
Tabla 32: Balance final de los sistemas .....	135
Tabla 33: Datos económicos sin sistema de enfriamiento .....	136
Tabla 34: Datos económicos con sistema de enfriamiento .....	137
Tabla 35: Balance con sistema de enfriamiento con antigua legislación ..	138
Tabla 36: Balance sin sistema de enfriamiento con antigua legislación ...	138
Tabla 37: Balance final con sistema de enfriamiento .....	139

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Sectores con mayor uso porcentual de GN .....	18
Figura 2: Etapas de cocción de baldosas cerámicas .....	19
Figura 3: Etapas de cocción de baldosas cerámicas .....	20
Figura 4: Sección longitudinal de la turbina.....	21
Figura 5: Turbina Siemens SGT-100.....	21
Figura 6: Quemador en vena de aire.....	22
Figura 7: Partes del atomizador .....	23
Figura 8: Etapas de cocción de baldosas cerámicas .....	26
Figura 9: Zonas del horno de rodillos.....	28
Figura 10: Diagrama T-S para turbinas .....	30
Figura 11: Diagrama h-S para turbinas.....	30
Figura 12: Partes de una turbina de gas .....	32
Figura 13: Partes del compresor .....	34
Figura 14: Variación de Densidad del Aire - Temperatura .....	37
Figura 15: Variación de la Potencia Eléctrica - Temperatura .....	39
Figura 16: Variación del Consumo de GN - Temperatura .....	40
Figura 17: Variación del Caudal de los Gases de Escape - Temperatura....	40
Figura 18: Variación del Heta Rate - Temperatura .....	41
Figura 19: Variación de Potencia - Altitud.....	42
Figura 20: Esquema del sistema de enfriamiento evaporativo .....	44
Figura 21: Esquema del sistema de enfriamiento por Fogging .....	45
Figura 22: Válvulas del enfriamiento por niebla .....	46
Figura 23: Esquema del sistema de enfriamiento por compresión .....	47
Figura 24: Esquema del sistema de enfriamiento por absorción .....	51
Figura 25: Esquema de la máquina de absorción .....	51
Figura 26: Diagrama psicométrico de los sistemas de enfriamiento .....	54
Figura 27: Generación de energía eléctrica por turbina .....	58

Figura 28: Potencia eléctrica desarrollada por las turbinas .....	58
Figura 29: Caudales máscos de la Turbina 1 .....	59
Figura 30: Caudales máscos de la Turbina 2 .....	59
Figura 31: Conexión turbinas-atomizadores.....	60
Figura 32: Consumos térmico de los atomizadores .....	60
Figura 33: Consumo térmico de hornos.....	62
Figura 34: Energía térmica anual total de secaderos .....	63
Figura 35: Máquina de absorción accionada por gases de escape.....	68
Figura 36: Variación de la temperatura de admisión de las turbinas.....	75
Figura 37: Variación de la Potencia Eléctrica generada por las turbinas ....	76
Figura 38: Variación de la potencia térmica consumida por las turbinas....	76
Figura 39: Variación del Heat Rate en las turbinas .....	77
Figura 40: Variación del caudal de gases de escape en las turbinas.....	77
Figura 41: Variación de los costes térmicos en las turbinas .....	78
Figura 42: Variación de los ingresos económicos en las turbinas .....	78
Figura 43: Turbina Alstom SGT100.....	88
Figura 44: Días de uso de las turbinas .....	91
Figura 45: Días de uso de los atomizadores por mes .....	94
Figura 46: Caudales máscos del Atomizador 1 .....	96
Figura 47: Caudales máscos del Horno 3 .....	102
Figura 48: Caudales máscos del Horno 4 .....	103
Figura 49: Energía térmica anual consumida por cada secadero.....	105
Figura 50: Caudales máscos del Secadero 1 .....	107

## DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- **ATM:** Atomizador.
  - **EE:** Energía Eléctrica.
  - **ET:** Energía Térmica.
  - **GE:** Gases de escape.
  - **GN:** gas natural.
  - **ICAA:** Intercambiador de Calor Aire-Agua.
  - **INE:** Instituto Nacional de Estadística.
  - **rpm:** revoluciones por minuto.
  - **T1:** Turbina 1.
  - **T2:** Turbina 2.
  - **tep:** tonelada equivalente de petróleo.
- 
- **PCS (Poder Calorífico Superior):** se define como la cantidad de calor que se desprende en una combustión completa bajo régimen permanente, una unidad de masa o de volumen de combustible en condiciones de referencia, de tal manera que los productos de combustión salen también en condiciones de referencia y considerando la energía desprendida por la condensación del vapor de agua.
  - **PCI (Poder Calorífico Inferior):** Poder Calorífico Inferior: se define como la cantidad de calor que se desprende en una combustión completa bajo régimen permanente, una unidad de masa o de volumen de combustible en condiciones de referencia, de tal manera que los productos de combustión salen también en condiciones de referencia y sin considerar la energía desprendida por la condensación del vapor de agua.





# 1. MEMORIA



### **1.1.- Introducción y objeto**

En el mundo de las turbinas de gas, es esencial mejorar la eficiencia de las turbinas dependiendo de las condiciones ambientales, para sacar el máximo provecho y obtener el mayor rendimiento posible.

Los procesos termodinámicos de un ciclo simple de una turbina de gas se pueden modelar aproximadamente como ciclo Brayton. La eficiencia de este tipo de ciclos es baja debido a que la relación de trabajos y de la temperatura de escape son altos. Recuperar el contenido de energía de los gases de escape puede mejorar el rendimiento del ciclo si no se utiliza en otros procesos.

Existen diferentes técnicas que han sido empleadas para este propósito. Algunas de estas técnicas son: la regeneración, la inyección de vapor, turbinas de aire húmedo, la recuperación química, de ciclo combinado y la refrigeración del aire de entrada.

La última técnica mejora el rendimiento del ciclo por dos razones. En primer lugar; la disminución de la temperatura del aire de entrada disminuirá el trabajo específico del compresor y, con ello, el trabajo específico de la turbina de gas aumentará. En segundo lugar, como la densidad del aire disminuye con la temperatura del aire, esto provocará que la masa de aire aumenta la tasa de flujo, que a su vez provoca un aumento en la potencia de salida en la turbina.

Dependiendo del tipo de turbina de gas, para cada 10 °C de aumento de la temperatura del aire de entrada, la potencia de salida se reducirá en alrededor de 8-12%, es decir, aproximadamente un 1% por cada °C, aunque dependerá del tipo de turbina, además se muestra que la proporción de este aumento es mayor cuando la relación de compresión es alta y la temperatura de entrada de la turbina es baja. Existen diferentes métodos de refrigeración del compresor de aire de entrada y cada método tiene algunas ventajas y algunas limitaciones.

En la refrigeración por absorción se puede utilizar la energía del gas de escape a baja temperatura en vez de energía eléctrica para proporcionar el enfriamiento necesario. Además existen otros métodos de refrigeración del aire, como la refrigeración por evaporación, refrigeración por compresión y refrigeración por absorción de agua-amoniaco. Se han hecho diferentes estudios sobre ello, además, algunos han analizado el efecto de la temperatura ambiente sobre el rendimiento de los ciclos de la turbina de gas. Todos estos estudios muestran que la disminución de la temperatura del aire de entrada, aumenta la potencia de salida y la eficiencia de la turbina de gas.

El objeto de este proyecto será el de mejorar la eficiencia energética de dos turbinas de gas de una industria cerámica, mediante el enfriamiento del aire de admisión de dicha turbina. En primer lugar se realizará una breve introducción de la situación actual de las turbinas en la empresa y del proceso productivo de la empresa, teniendo presente la normativa y retribuciones actuales.

Posteriormente se describirán las tecnologías con las que poder enfriar el aire de admisión de las turbinas, como pueden ser sistemas de enfriamiento por agua, sistemas de enfriamiento por aire, uso de una máquina de absorción...

A continuación se elegirá la solución más adecuada para la empresa, considerando o no el aprovechamiento de energía residual de otros sistemas ya instaladas en esta, como puede ser el calor desaprovechado en hornos. Se dimensionará el sistema elegido para conseguir una corriente de aire fría determinada para la mejora de la eficiencia de las turbinas y se analizarán los resultados esperados.

En dicho análisis se tendrán en cuenta la variación de temperaturas a lo largo del año, ya que esto afecta en gran medida al rendimiento de la turbina.

Finalmente se realizará una conclusión de diferentes aspectos del proyecto y de la mejora introducida.

## 1.2.- Antecedentes

La generación de electricidad en el lugar de consumo ha sido muy importante para las industrias cerámicas apoyadas con la cogeneración, siendo este tipo de instalaciones relativamente común en aquellas industrias en las que se necesita aporte de calor y electricidad conjunta.

También ha habido muchas instalaciones con calderas de vapor y la cogeneración era una manera conveniente y económica de satisfacer tanto las necesidades térmicas y eléctricas.

Sin embargo, como la fiabilidad de la generación eléctrica central aumentó y el precio disminuyó mediante la mejora de la tecnología y las economías de escala, la cogeneración industrial se mantuvo, debido a la alta capacidad efectiva y económica, sólo en industrias con demandas altas de calor, mediante la utilización de combustibles más “limpios” que podrían ser utilizados en el sistema de cogeneración. Estos factores llevaron a la amplia utilización de la cogeneración en las industrias del papel, de productos químicos, refinerías, del hierro e industrias del acero, que siguen siendo algunos de los grandes usuarios industriales de cogeneración a día de hoy.

Por todo ello y por el aumento del precio de los combustibles y por la competencia entre empresas del mismo sector se hace necesaria una mayor eficiencia energética en la empresa, produciendo el menor gasto posible de energía por producto y evitando lo máximo posible el desperdicio de energía, por lo que es ahí en donde la cogeneración tiene una ventaja ya que generará calor para el proceso industrial y además electricidad que será vendida a red, por lo que cuanto mayor eficiencia consigamos en las turbinas de cogeneración, mayor será el beneficio para la empresa.

---

### 1.2.1.- Consumo energético del sector industrial en España

---

Los principales productos energéticos utilizados por las empresas industriales en 2013 fueron la electricidad (55,6 % del total), el gas (28,9 %) y los productos petrolíferos (12,3%). En la siguiente tabla se muestra con más detalle los datos de consumo por energías:

	<b>Datos 2013 (millones €)</b>	<b>% sobre el total</b>
<i>Carbón y derivados</i>	119.601	1,1
<i>Gasóleo</i>	858.958	7,9
<i>Fueloil</i>	271.822	2,5
<i>Otros productos petrolíferos</i>	86.983	0,8
<i>Gas</i>	3.142.262	28,9
<i>Electricidad</i>	6.045.322	55,6
<i>Otros consumos energéticos</i>	347.932	3,2
<b>Total</b>	<b>10.872.882</b>	<b>100</b>

Tabla 1: Distribución de consumos energéticos industriales en 2013

	<b>Datos 2013 (millones €)</b>	<b>% sobre el total</b>
<i>Industrias extractivas</i>	489.279	4,5
<i>Alimentación, bebida Y tabaco</i>	1.924.500	17,7
<i>Industria textil, confección, cuero y calzado</i>	250.076	2,3
<i>Madera, corcho, papel y artes gráficas</i>	989.432	9,1
<i>Industria química y farmacéutica</i>	1.696.170	15,6
<i>Otra industria manufacturera</i>	5.523.424	50,8
<b>Total Industria</b>	<b>10.872.882</b>	<b>100</b>

Tabla 2: Consumos energéticos por principales áreas de actividad

En cuanto a los datos de volumen de consumo de energía, el sector en el que se encuentra la Industria Cerámica, adquiere una gran importancia a nivel nacional.

Además si nos fijamos en el tipo de energía utilizada en sectores más definidos, el sector de la Fabricación de productos cerámicos para la construcción es el que mayor porcentaje de GN utiliza como fuente de energía siendo superior al 70%, tal y como se puede observar en la **Figura 1**:

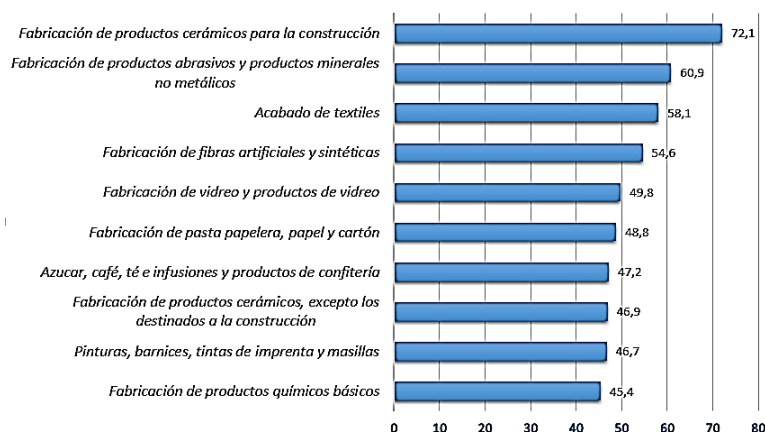


Figura 1: Sectores con mayor uso porcentual de GN

Por lo tanto, el sector al que pertenece la empresa es uno de los principales consumidores de energía del país, sobre todo a lo que a energía térmica se refiere, ya que se consumen grandes cantidades de GN, ya sea en el uso de turbinas para la cogeneración, para los secaderos, hornos o atomizadores.

### 1.3.- Justificación

Este proyecto tratará de mejorar la eficiencia energética de las turbinas de gas de una industria cerámica, mediante el enfriamiento del aire de admisión de dicha turbina, debido al aumento gradual del precio del GN y de la electricidad, por lo que, siendo las turbinas de gas para la cogeneración, unas instalaciones para generar el calor necesario en los atomizadores y además generar parte de la electricidad necesaria para el consumo eléctrico de la empresa, se tratará de mejorar su rendimiento a lo largo del año para que genere una mayor cantidad de energía eléctrica que será vendida y vertida a la red.

Con ello lo que se esperan es conseguir un mayor beneficio económico para la empresa respecto a la situación actual, sobretodo, por los ajustados beneficios que tiene la empresa cerámica en nuestro país y que lleva a realizar muchos cambios para disminuir los costes en la producción de los azulejos.

### 1.4.- Organización de la empresa

En este apartado se describirá el proceso de fabricación de las baldosas que tiene lugar en la empresa, así como aquellos equipos que tienen un mayor consumo de energía dentro del proceso productivo.

#### 1.4.1.- Proceso de producción

El proceso de producción de las industrias cerámicas tiene varias etapas, en muchas de las cuales existen grandes gastos energéticos y los que se necesitará sistemas eficientes y que aseguren una cierta calidad.

A continuación se pueden ver los sistemas y etapas de las que consta el proceso productivo de esta empresa cerámica:



Figura 2: Etapas de cocción de baldosas cerámicas

Este proceso de fabricación requiere una gran cantidad de energía y principalmente de energía térmica, la cual nunca se aprovecha al completo.

Aunque en todas las fases del proceso de fabricación se consume electricidad, el consumo de energía térmica se produce principalmente en cuatro procesos: secado de la barbotina en procesos de atomizado, consumo de GN en turbinas de gas para la cogeneración, en el secado de los azulejos para reducir su humedad después del proceso de prensado, y en el proceso de cocción del azulejo. En todas estas etapas la energía térmica utilizada se obtiene normalmente por la combustión GN con aire.

El reparto de los espacios de trabajo dentro de la fábrica se puede observar en la **Figura 3**, correspondiente al esquema de la planta de la nave industrial y donde se puede ver la distribución de los diferentes equipos o secciones principales.



Figura 3: Etapas de cocción de baldosas cerámicas

Desde la etapa de molienda hasta la etapa de clasificación existen una gran cantidad de equipos, tanto para el transporte y colocación de los azulejos como para su conformado.

Por ello habrá que describir una a una el consumo térmico que tiene cada una de ellos dentro de la empresa. Un resumen de dichos procesos en los que se realiza un mayor consumo de energía térmica dentro de la planta es lo que se describirá a continuación.

---

#### 1.4.2.- Turbinas de cogeneración

---

Esta empresa cerámica cuenta en la actualidad con dos turbinas en funcionamiento. A continuación podemos observar en la **Figura 4** las diferentes partes de las que constaría una turbina de gas.



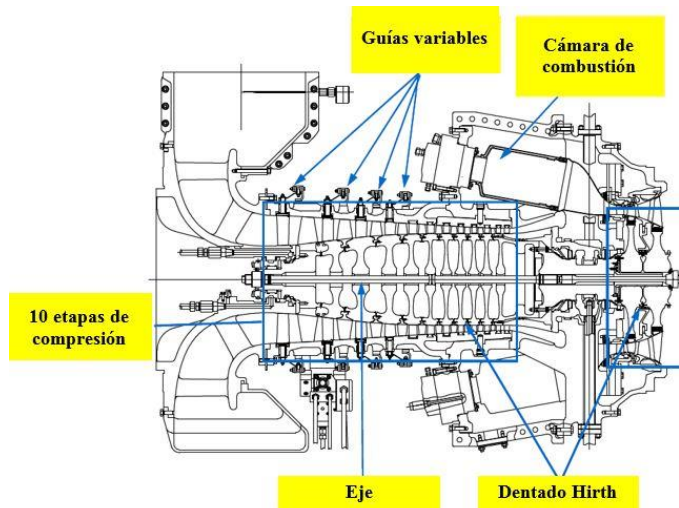


Figura 4: Sección longitudinal de la turbina

Estas turbinas solo consumen energía eléctrica en el arranque de dicha turbina, ya que posteriormente su giro se mantiene constante y es autosuficiente, al pasar de las 12.000 rpm. Por tanto se puede considerar que su consumo de energía es mediante el uso de gas natural en grandes cantidades, para aprovechar el calor producido directamente en los atomizadores de la planta. La energía eléctrica generada es vendida y vertida a la red.



Figura 5: Turbina Siemens SGT-100

---

#### 1.4.3.- Atomizado

---

La empresa cuenta con cinco atomizadores. En ellos, lo que se hace es impulsar la barbotina mediante bombas de pistón de 20 kW de potencia y con ayuda de unas lanzas de pulverización, ésta es dispersada sobre una corriente de aire caliente proveniente principalmente de las turbinas de cogeneración con las que cuenta la empresa. En el caso de que la temperatura del caudal de aire caliente proveniente de las turbinas, mediante diferentes conductos calorifugados, no sea el suficiente para el proceso de atomizado, lo que se hará será reducir el caudal de barbotina o aumentar la temperatura de la corriente de aire, lo cual se realizará quemando GN mediante quemadores en vena de aire por los

que pasa dicha corriente de aire, antes de llegar al atomizador, por lo que podremos tener la temperatura deseada a cambio de quemar GN.



Figura 6: Quemador en vena de aire

Con ello, el caudal de aire es forzado por un ventilador de cola. Hay un ventilador de cola para cada atomizador, por lo que hay un total de cinco ventiladores y atomizadores. Para el atomizador 1, 2 y 3, los ventiladores cola tienen una potencia de 250 kW, mientras que para los atomizadores 4 y 5, el ventilador de la cola tiene una potencia de 290 kW.

Una vez completado el proceso de atomizado, la barbotina se habrá convertido en un polvo muy fino con un contenido de humedad de aproximadamente 6%, esto es debido a que se evapora prácticamente todo el agua que contiene la barbotina. Posteriormente, este polvo fino se almacena en un silo determinado dependiendo del tipo de producto que se querrá fabricar.

Los atomizadores presentes en la empresa son de dos modelos diferentes. Estos se diferencian por el tamaño y la capacidad de atomizar kg de barbotina por hora. Los atomizadores presentes en la empresa son los siguientes:

- 3 Atomizadores SACMI ATM 52.
- 2 Atomizadores SACMI ATM 90.

En la **Figura 7** se puede observar las partes y el funcionamiento de un atomizador, sin tener en cuenta que en el punto número 3, es donde se acoplarían los conductos que transportarían los gases calientes a alta temperatura provenientes de la cogeneración con las turbinas de gas y que se aprovecharán directamente en el atomizado de la barbotina.

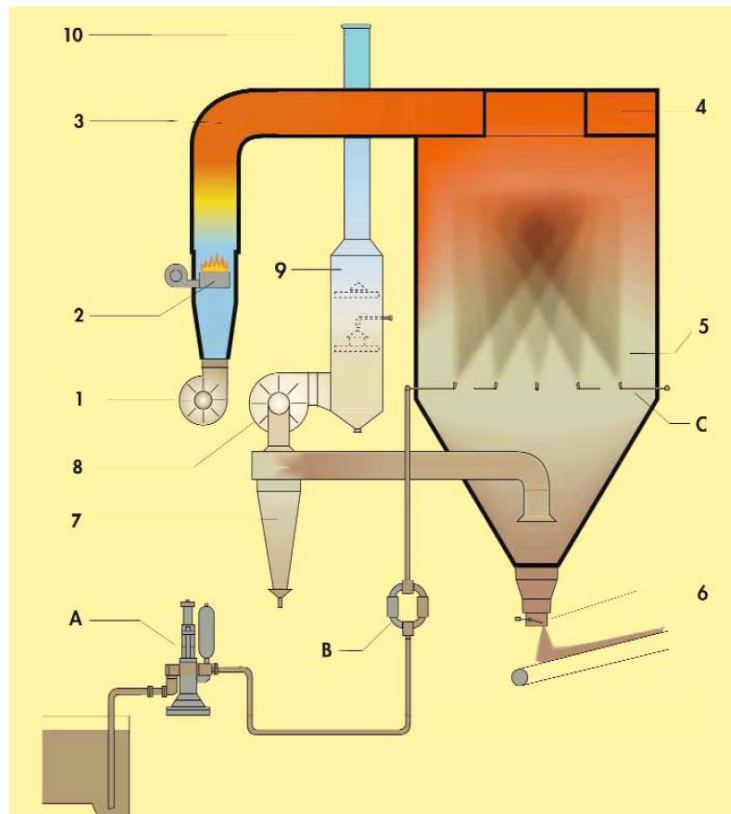


Figura 7: Partes del atomizador

- 1) El electro ventilador de presurización (1) empuja el aire a través del quemador (2) para aumentar su temperatura hasta la necesaria para el proceso, además también se pueden usar los gases calientes provenientes de la cogeneración con las turbinas de gas (3).
- 2) Mediante una tubería de acero aislada térmicamente (3), los gases calientes pasan a un distribuidor anular (4) que los pone en rotación dentro de la torre de secado.
- 3) El aire entrante en el atomizador mediante el distribuidor anular, se encuentra con la barbotina que las bombas (A) envían a presión constante, a través de los filtros (B) y posteriormente de las boquillas (C) que están colocadas radialmente para la mejor distribución de ella. Dichas lanzas pulverizan (5) la mezcla de barbotina y lo lanzan hacia la parte superior del atomizador, que es donde mayor temperatura hay.
- 4) Mediante el calor del gas proveniente de las turbinas a unos 500°C, la barbotina es secada hasta una humedad aproximada del 6% y posteriormente cae en el fondo del atomizador donde se descarga en una cinta que lo transporta a los silos de almacenaje.

- 5) En la parte inferior del atomizador, hay una boquilla de aspiración de gases, con el que también se aspiran partículas de polvo. Por ello, los ciclones separadores (7), capturan el aire húmedo y abaten gran parte del polvo fino en suspensión.
- 6) Por último, El ventilador principal (8) introduce el aire húmedo en el abatidor que acaba el tratamiento de filtrado del polvo y el aire limpio (10), que se puede considerar vapor de agua, se expulsa hacia el exterior a través de la chimenea.

Las necesidades térmicas del proceso de atomización son muy elevadas, ya que se requiere una corriente de gases a alta temperatura que es proporcionada por la quema de GN, ya sea en la cogeneración con las turbinas de gas o mediante quemadores por vena de aire antes del atomizador.

El consumo específico medio para el proceso de atomización es de 489 kWh/tonelada de polvo atomizado seco, aunque dependerá de las condiciones y del polvo a atomizar.

La atomización suele realizarse en continuo durante 24 horas al día, sobre todo si los gases calientes de secado provienen de una turbina de cogeneración, puesto que las paradas y arrancadas acortan la vida de ésta, por ello las horas de funcionamiento de los atomizadores serán aproximadamente las mismas que las de las turbinas de cogeneración, sin contar las paradas para la limpieza y cambio de material.

---

#### 1.4.4.- Secado

---

Esta etapa del proceso va a continuación del proceso de prensado del azulejo, el cual tendrá una humedad aproximada del 6%. Por ello, en esta etapa, los azulejos prensados son sometidos a un secado con aire caliente en uno de los 10 secadores que posee la empresa. Lo que se pretende con ello es reducir el contenido de humedad de las piezas a niveles suficientemente bajos, cerca del 1%, para que en el proceso de cocción, los azulejos no rompan. Los modelos de los secaderos son:

- 3 secaderos SACMI EVA 793.
- 4 secaderos SACMI EVA 993.
- 3 secaderos SACMI EVA 984.

En los secaderos, el calor se transmite mayoritariamente por convección, mediante los gases calientes a la superficie de la pieza, participando ligeramente el mecanismo de radiación desde dichos gases y desde las paredes del secadero a dicha superficie. El aire

caliente en los secaderos puede provenir de los gases calientes de la zona de enfriamiento de los hornos o por medio del calentamiento de dicho aire mediante quemadores en vena de aire que tiene cada uno de los secaderos de la empresa.

El aire se introduce en el secador en diferentes puntos por cuatro sopladores de 19 kW. El movimiento de las piezas en el interior se consigue mediante un motor de 2 kW potencia y la extracción de los gases de los secaderos se produce mediante otro ventilador de 5,5 kW. La temperatura de funcionamiento de este tipo de secaderos ronda los 180-200 °C y se realiza el secado mediante ciclos de 35 y 50 minutos

Durante el secado de las baldosas se produce un desplazamiento de agua desde la pieza hacia la corriente de aire caliente, por lo que la corriente de aire extraído del secador contendrá un mayor porcentaje de humedad, por ello, el aire utilizado en los secaderos debe estar seco y lo suficientemente caliente para eliminar adecuadamente el agua de las baldosas.

Las emisiones del secado al exterior son unos flujos de gas a una temperatura aproximada de 100-110 °C con una gran cantidad de humedad y una concentración muy baja de partículas en suspensión.

El consumo específico medio de la operación de secado de baldosas cerámicas en un secadero vertical es de unos 119 kWh/t de producto seco, por lo que siempre dependerá de las características de las piezas y de la humedad final que se quiere que tengan las baldosas cerámicas.

---

#### 1.4.5.- Cocción en hornos

---

Los materiales cerámicos pueden someterse a dos procesos de cocción, dependiendo del tipo de acabado y resistencia que se les quiere dar. A las baldosas sin esmaltado se les aplica una única cocción. Por el contrario, los productos esmaltados, puede ser que pasen por un único proceso de cocción tras la aplicación del esmaltado sobre la pieza o se les puede pasar por una primera cocción para obtener el soporte, para luego aplicar la capa de esmalte y someterlo posteriormente a una segunda etapa de cocción. También, en algunos casos, se les aplica a los azulejos una tercera cocción para añadir otros detalles más artísticos a menor temperatura que los procesos de primera y segundo cocción.

La cocción de los productos cerámicos es una de las etapas más importantes del proceso de fabricación, ya que de ella dependen gran parte de las características del producto cerámico: resistencia mecánica, estabilidad dimensional, resistencia a los agentes químicos, facilidad de limpieza, resistencia al fuego, etc.

#### 1.4.5.1.- Etapas de cocción

Dentro del proceso de cocción existen diferentes etapas de temperatura por las que pasan las baldosas cerámicas en el interior de los hornos, como son la etapa de precalentamiento, cocción y finalmente enfriamiento (rápido, lento y final).

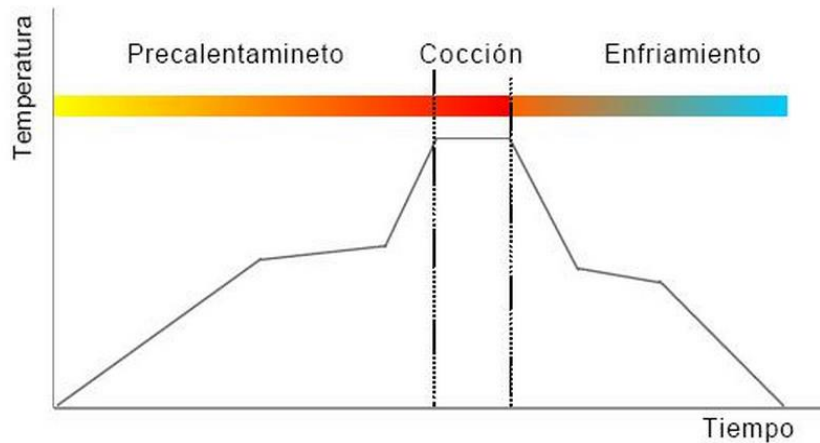


Figura 8: Etapas de cocción de baldosas cerámicas

Las variables a tener en cuenta en la etapa de cocción son la temperatura del ciclo, el flujo de GN y la composición de la atmósfera dentro del horno. Estas variables deberán ser modificadas dependiendo de la composición y tipo de producto cerámico que se desee obtener.

Dentro de la empresa estudiada, la cocción de los azulejos cerámicos se realiza en uno de los 4 hornos monocapa de rodillo que tienen. En estos hornos los azulejos son sometidos a la cocción durante 40-70 minutos a una temperatura máxima de entre 1100-1200 °C.

Durante la etapa de precalentamiento etapa se produce la eliminación de gases de la baldosa cerámica para que luego, en la fase de máxima temperatura o de cocción, no aparezcan defectos en el producto como hinchamientos, burbujas, pinchados, porosidad del esmalte, cambios de tonos, etc.

En esta primera etapa, los azulejos pasan de una temperatura superior a la ambiental, dependiendo del calor residual que contenga el azulejo de la etapa de secado, a una temperatura de unos 900 °C, aunque depende del tipo de soporte a cocer y del tipo de esmalte.

Luego, ya en la etapa de cocción se pasa de unas temperaturas de 900 °C hasta la temperatura máxima de cocción, que ronda entre los 1100-1200 °C, dependiendo del tipo de material a cocer y sus características. Estas temperaturas hacen que el material cambie sus características físicas y estéticas como la dimensión, la planalidad, el tono, la resistencia...

El final de la zona de cocción está delimitado por una barrera física, constituida por un muro transversal. Esta barrera secciona el canal de cocción por encima y por debajo del plano de los rodillos por los que se desplazan los azulejos cocidos, dejándolos pasar con una separación de pocos centímetros. Con esta barrera física, se controla la influencia de la zona de enfriamiento sobre la zona de cocción y además esta separación, hace que la turbina de aspiración que hay al principio del horno, absorba los gases contaminantes de la zona de calentamiento y cocción, los cuales no se pueden utilizar directamente en otros procesos, ni expulsarlos al exterior sin ningún tipo de filtro.

Por último en la zona de enfriamiento existen una gran cantidad de conductos con numerosas perforaciones que introducen aire a temperatura ambiente por encima y por debajo del plano de los rodillos por donde se trasladan los azulejos, para disminuir la temperatura de las piezas, en la que el objetivo es reducir al máximo la temperatura del producto hasta unos 80 °C.

Teniendo en cuenta esto, los gases calientes resultantes de la fase de enfriamiento y cocción se emiten a la atmósfera por dos chimeneas diferentes.

Los humos procedentes del proceso de precalentamiento y cocción se componen principalmente de sustancias procedentes de la combustión del GN con el aire comburente y de compuestos gaseosos de carácter contaminante procedentes de la descomposición de las materias primas, partículas de polvo en suspensión y productos químicos que contiene los azulejos. En cuanto a los humos de la etapa de enfriamiento se trata de aire caliente, ya que lo que se hace es enfriar los azulejos introduciendo aire del exterior, el cual se calentará, con lo que dichos gases a altas temperaturas pueden contener partículas de polvo principalmente.

En este caso, la empresa cuenta con dos hornos de la marca SACMI con recuperaciones de calor tanto en la entrada del horno como en la salida de este, para aprovechar dichos gases en los secaderos verticales y además.

Los otros dos hornos de la marca SACMI (FMS 260 y FMS 305), en este caso no cuentan con recuperación de calor a la entrada de los hornos, por lo que en este caso existe un calor residual aprovechable.

En la **Figura 9** se pueden ver todas las zonas de las que se compondría un horno de rodillos para la industria cerámica.



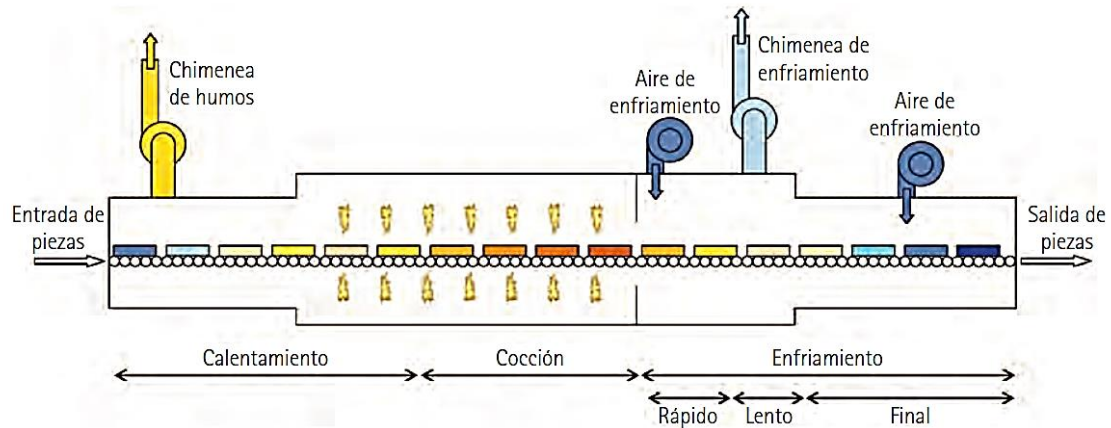


Figura 9: Zonas del horno de rodillos

Para aumentar la temperatura de los hornos, se utilizan diferentes quemadores situados en la zona de cocción de los azulejos. Estos quemadores funcionan con GN como combustible y aire como comburente y disponen de un sistema de regulación de la cantidad de aire y gas que llega al quemador para variar las temperaturas y el contenido en oxígeno de la mezcla.

La producción aproximada de un horno de tamaño medio es de 4.200 kg/h (unos 4250 m<sup>2</sup>/día) y el consumo específico medio de la operación de cocción de baldosas cerámicas en un horno de rodillos es de unos 793 kWh/t, que variará dependiendo del tipo de horno.

### 1.5.- Descripción general de las turbinas de cogeneración

La turbina de gas para cogeneración es fundamentalmente una máquina de combustión interna, cuya aplicación más conocida es la de propulsión en aviación.

Desde el punto de vista termodinámico la turbina de gas funciona bajo el ciclo denominado “Brayton”, que trabaja con diagramas T-S o h-S conocidos, así como el desarrollo teórico de los mismos con compresión, aportes de energía y expansión, y las fórmulas que relacionan estos procesos bien consideramos isentrópicos o reales con pérdidas.

La turbina quema una mezcla muy pobre de combustible con aire comprimido de forma que los gases calientes debidos a esta combustión se expanden a través de una serie de álabes o etapas de expansión de turbina, proporcionando una potencia determinada a uno o dos ejes.

Para que a través de una turbina exista una expansión, es indispensable que tenga lugar una diferencia de presiones, por lo que el primer paso necesario en el ciclo de una turbina de gas deberá ser la compresión del fluido motor. Si este se expandiera a



continuación directamente en la turbina de potencia y no hubiera pérdidas ni en esta ni en el compresor, la potencia desarrollada por la turbina coincidiría exactamente con la absorbida por el compresor.

Así pues, si ambos estuvieran acoplados entre sí, la combinación resultante se limitaría a girar por sí sola. Puede sin embargo incrementarse la potencia desarrollada por la turbina mediante la aportación de energía que eleve la temperatura del fluido motor antes de su expansión. Cuando este fluido es el aire, la forma más conveniente de conseguir esta energía es la combustión de un combustible con el aire que se ha comprimido.

La expansión de la combustión del aire con el combustible a gran temperatura origina entonces una mayor potencia de la turbina, de forma que ésta produce una potencia útil además de la necesaria para arrastrar el compresor.

Las turbinas de gas son sistemas constituidos por:

- Un compresor axial.
- Una cámara de combustión.
- Una turbina de expansión.

En la práctica se producen pérdidas tanto en el compresor como en la turbina, lo que hace que aumente la potencia absorbida por el compresor y disminuya la desarrollada por la turbina. Por ello, en el arranque de la turbina, habrá un cierto gasto de combustible para que la turbina empiece a arrastrar el compresor. Este combustible en realidad no produce energía útil, por lo que hará disminuir el rendimiento de la máquina. Para que se desarrolle potencia útil habrá que aumentar el consumo de combustible de la máquina, hasta un cierto límite dado por la potencia máxima que puede desarrollar una turbina determinada.

La relación combustible/aire máxima utilizable en una determinada turbina es función de la temperatura de trabajo a la que están sometidos los álabes de la turbina de expansión y que no debe superar un determinado valor crítico dado por el tipo de aleación utilizada y los mecanismos de refrigeración aplicados.

La turbina de gas tiene una relación potencia/peso muy alta, no requiere refrigeración por agua, puede funcionar de forma automática y ser controlada remotamente y con una capacidad de arranque muy rápida. Todas estas características hacen de las turbinas de gas, máquinas ideales en muchas aplicaciones y fundamentalmente en generación eléctrica. La ausencia de elementos alternativos contribuye también a su bajo mantenimiento y a su larga vida.

La aplicación práctica de las turbinas de gas en proyectos de cogeneración se lleva a cabo en los grupos turboalternadores, esto es, en la utilización para mover alternadores eléctricos síncronos acoplados mediante un reductor mecánico.

Como he comentado antes, la representación más sencilla del funcionamiento teórico sin pérdidas de los ciclos termodinámicos de las turbinas de gas se realiza mediante el ciclo Brayton-Joule.

En los gráficos siguientes pueden verse los diagramas h-S del ciclo ideal y del ciclo real con compresión y expansión no isentrópicas.

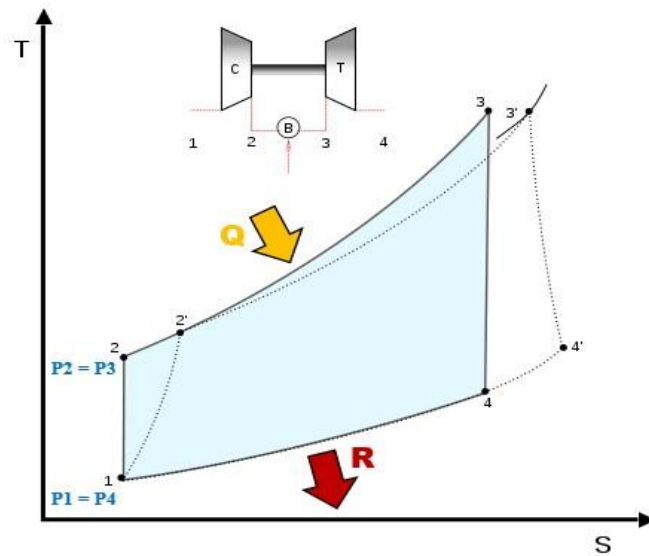


Figura 10: Diagrama T-S para turbinas

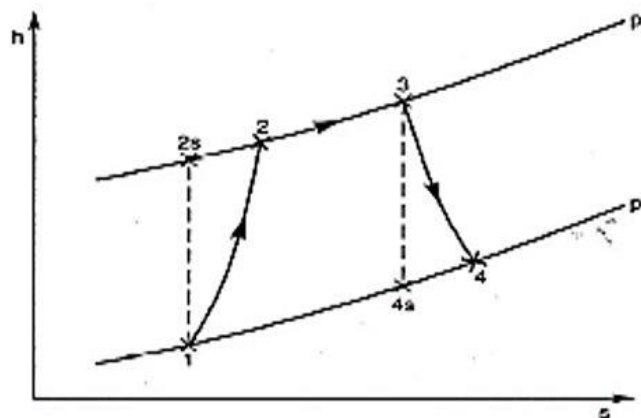


Figura 11: Diagrama h-S para turbinas

Los diferentes puntos del ciclo son los siguientes:

- $1 \rightarrow 2'$ : Compresión isentrópica ideal.
- $1 \rightarrow 2$ : Compresión real.

- $2 \rightarrow 3$ ;  $2' \rightarrow 3'$ : Aporte energético a presión constante (cámara de combustión).
- $3 \rightarrow 4$ : Expansión isentrópica ideal en la turbina.
- $3' \rightarrow 4'$ : Expansión real en la turbina.
- $4 \rightarrow 1$ ;  $4' \rightarrow 1$ : Cesión de energía no consumida.

El rendimiento termodinámico viene dado por:

$$\eta = \frac{Q - R}{Q} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

En el ciclo representado en la **Figura 10**, el aire se toma de la atmósfera a temperatura ambiente (1) y se comprime hasta una cierta presión, con lo cual se produce también un incremento de su temperatura y también de su entropía (2). Posteriormente, parte del oxígeno que contiene el aire se quema en la cámara de combustión, utilizando como combustible el GN, produciéndose un mayor incremento de la temperatura y de la entropía y una ligera disminución de la presión (3).

Finalmente, los productos de la combustión se expanden en una turbina hasta la presión atmosférica (4).

Para realizar el paso de 1 a 2 se necesita un cierto trabajo mecánico, el cual se obtiene inicialmente a partir de energía eléctrica que girará la turbina, y una vez dicha turbina ha alcanzado la velocidad de giro en la que la turbina es autosuficiente, esta energía se obtendrá a partir de parte del trabajo generado durante la expansión de los gases entre el punto 3 y 4. El paso de 2 a 3 necesita una cierta cantidad de combustible que aportará cierta energía con la quema de GN.

Por lo tanto, los dos parámetros que expresan las prestaciones de una turbina de gas son, el trabajo mecánico que se puede extraer de una turbina, y el consumo específico de combustible, que será el cociente entre consumo de GN y el trabajo mecánico neto.

Si consideramos que los gases que circulan por la turbina se comportan idealmente, tendremos las fórmulas de cálculo del trabajo mecánico neto ( $W_{neto}$ ) y del consumo de combustible de la turbina ( $Q$ ):

$$W_{neto} = W_{expansión} - W_{compresión}$$

$$W_{neto} = m \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \eta_t \cdot \left(1 - r_t^{-\frac{R}{C_p}}\right) - m \cdot C_p \cdot T_1 \cdot \eta_t \cdot \left(\frac{r_c^{\frac{R}{C_p}} - 1}{\eta_c}\right)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot \left[T_3 - T_1 \cdot \left(1 + \frac{r_c^{\frac{R}{C_p}} - 1}{\eta_c}\right)\right]$$

Donde:

- $r_c$  es la relación de compresión del compresor axial
- $\eta_c$  es el rendimiento isoentrópico del compresor
- $r_t$  es la relación de expansión de la turbina
- $\eta_t$  es el rendimiento isoentrópico de la turbina.

Para una determinada turbina de gas, los valores  $T_3$  y  $r_c$  son condiciones de diseño, mientras que la temperatura del aire de entrada  $T_1$ , la relación de expansión de la turbina  $r_t$  y el caudal de gases “m” que circulan, son variables que dependen de las condiciones ambientales y de la ubicación de la turbina.

---

### 1.5.1.- Componentes principales de una turbina de gas

---

Como he comentado antes, los componentes principales de una turbina de gas son:

- Compresor.
- Cámaras de combustión.
- Turbina de potencia.

Aunque también existen otros sistemas que engloban la turbina, como son el generador de CA y su engranaje principal, los filtros del aire de entrada, silenciadores, la caja contenedora y otras partes que pueden verse en la siguiente figura.

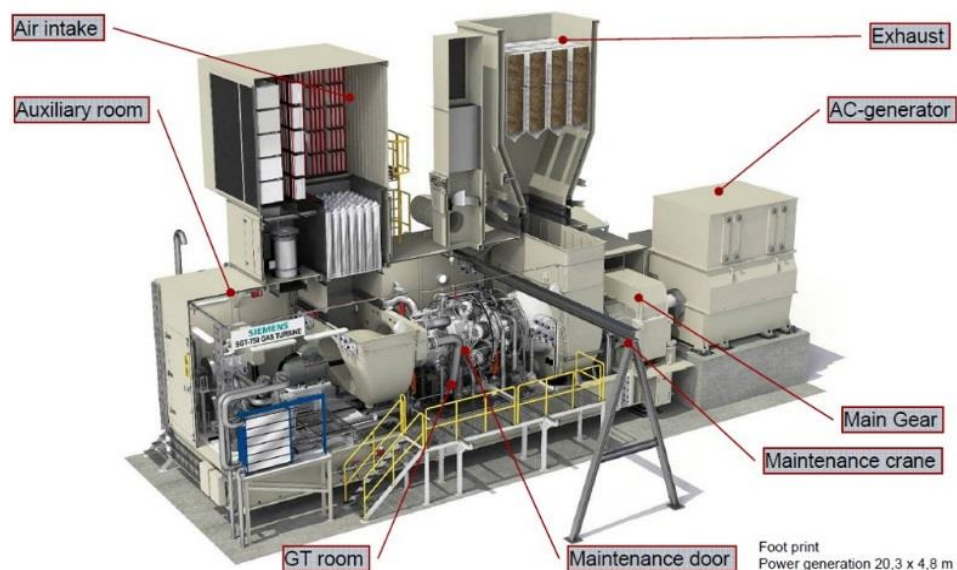


Figura 12: Partes de una turbina de gas

#### 1.5.1.1.- Compresor

Existen básicamente dos tipos de compresores aplicados a la industria de las turbinas de gas, compresores centrífugos y compresores axiales, aunque son éstos últimos los usados en las industrias cerámicas, aunque los compresor centrífugo presentan algunas ventajas como: ocupa una longitud inferior a la del compresor axial equivalente, no es tan propenso a empeorar su funcionamiento por la acumulación de depósitos en las superficies de los canales del aire en atmósferas contaminadas y es capaz de funcionar con buen rendimiento dentro de un amplio margen de gastos máxicos para cualquier velocidad de giro.

El compresor centrífugo no es tan adecuado cuando la relación de compresión exige adoptar más de un escalonamiento en serie, debido a lo tortuoso del recorrido que debe seguir el aire entre los escalonamientos, además tienen un menor rendimiento.

Por otra parte se denomina compresor de flujo axial a aquel en el que el flujo de aire es paralelo al eje del rotor.

Los componentes principales de un compresor multietapa de flujo axial son el rotor y el estator, el primero soporta los álabes móviles y el segundo las filas de álabes fijos que sirven para recuperar parte de la energía cinética comunicada a los gases de entrada por los álabes del rotor, en forma de aumento de presión y también para dirigir al flujo con un ángulo adecuado para su entrada en la siguiente fila de álabes móviles.

Cada escalonamiento o etapa consiste en una fila giratoria seguida de una fila del estator, cuya misión es dirigir correctamente al flujo que llega en dirección axial hacia la primera fila de álabes móviles posteriores.

En estos compresores siempre se necesita una cierta contracción de la sección anular, lo que se consigue dando una forma campanada a la carcasa del estator, o bien al rotor como se puede ver en la siguiente imagen.

En el compresor axial se aplica el principio básico de la aceleración del aire seguida de una difusión que convierta la energía cinética adquirida con el aumento de su presión. Este proceso se lleva a cabo en una serie de pasos, escalonamientos o etapas.

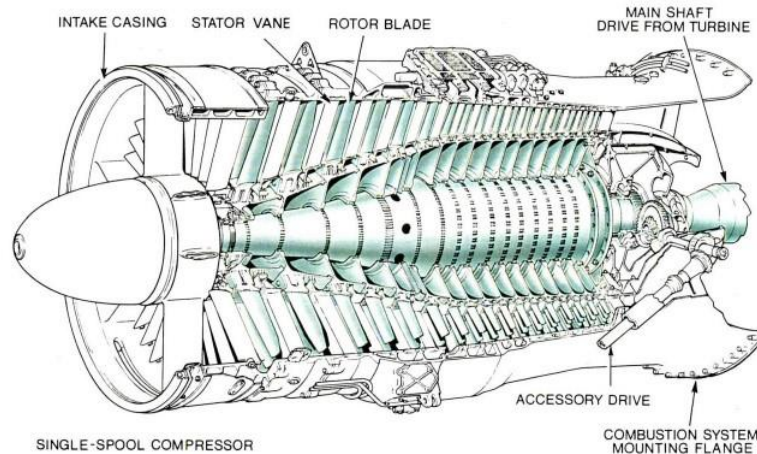


Figura 13: Partes del compresor

---

#### 1.5.1.2.- Cámaras de combustión

En las turbinas de gas que funcionan en ciclo abierto, en las que se aspira constantemente un caudal de aire fresco, se utiliza siempre el procedimiento de quemar el combustible en el caudal de aire. Como la combustión es continua, solo se requiere una chispa eléctrica para iniciar el proceso, después de lo cual la llama debe ser automantenida.

A menudo se divide el aire que sale del compresor en una serie de corrientes separadas, cada una de las cuales alimenta a una cámara de combustión tubular. Estas cámaras se hayan espaciadas alrededor del eje que une al compresor y la turbina, y cada una de ellas cuenta con su propio inyector de combustible procedente de una línea de alimentación común.

En la cámara de combustión debe haber una buena turbulencia, suficiente para que las corrientes de diferentes temperaturas se mezclen bien y conseguir así la distribución deseada de temperatura de salida, sin que haya líneas más calientes que puedan dañar los álabes de la primera etapa de la turbina.

Algunos factores importantes en las cámaras de combustión serían:

- a) El nivel de temperatura de los gases después de la combustión.
- b) La distribución de temperatura al final del espacio de combustión debe ser conocida.
- c) Debe mantenerse la combustión con el aire a velocidades de 30 a 60 m/s.
- d) Hay que evitar la formación de depósitos de carbono.

Es indispensable que a lo largo de la mayor parte del régimen operativo se queme completamente la totalidad del combustible inyectado y se consiga el poder calorífico total.

### 1.5.1.3.- Turbina de potencia

Al igual que en el caso del compresor, hay dos tipos fundamentales de turbina, la de flujo radial y la de flujo axial. La turbina de flujo radial es de aspecto semejante al compresor centrífugo, pero con el flujo dirigido hacia adentro, aunque lo más utilizado son las turbinas de flujo axial.

Los factores más importantes que limitan la elección del diseño final de los álabes de la turbina de potencia son:

- 1.- Las tensiones centrífugas de los álabes son proporcionales al cuadrado de la velocidad de giro y a la superficie anular.
- 2.- Las tensiones flectoras de los gases de combustión son inversamente proporcionales al número de álabes y a los módulos de las secciones de los mismos, así como directamente proporcionales a la altura de los álabes y al trabajo específico.
- 3.- Los triángulos de velocidades de los que depende la sección de los álabes del rotor, vienen determinados con el que se obtengan unos bajos coeficientes de pérdida de los álabes, así como con turbulencia nula, para que la pérdida de salida sea mínima.

Un aspecto muy importante a tener en cuenta en el diseño de la turbina, es el de la refrigeración de los álabes. Existe un beneficio en cuanto a menor consumo específico de combustible y mayor potencia específica que se derivan del aumento de temperatura en la entrada de la turbina. Estos beneficios siguen siendo sustanciales teniendo en cuenta las pérdidas suplementarias introducidas por la refrigeración.

Por otra parte, la temperatura de entrada en las turbinas de gas de tamaño pequeño y mediano como las utilizadas en las aplicaciones de cogeneración, oscila entre los 1.050° C y los 1.100° C.

---

### 1.5.2.- Prestaciones de la turbina de gas en condiciones ISO

---

Para la evaluación de las prestaciones de una turbina de gas, así como para su comparación con otras turbinas, se suelen establecer unos criterios únicos. Este criterio está determinado por la Norma ISO que establece unos parámetros concretos para determinar las prestaciones de la turbina de gas. Estos parámetros considerados son:

- |                                  |                                    |
|----------------------------------|------------------------------------|
| ➤ <b>Altitud:</b>                | a 0 metros sobre el nivel del mar. |
| ➤ <b>Perdidas en la entrada:</b> | a 0 mm.c.a.                        |
| ➤ <b>Perdidas en la salida:</b>  | a 0 mm.c.a.                        |
| ➤ <b>Presión atmosférica:</b>    | a 1 atm. = 101.4 kPa               |
| ➤ <b>Temperatura:</b>            | a 15° C.                           |
| ➤ <b>Humedad relativa:</b>       | a 60% de humedad                   |

Con estos parámetros fijados según una Norma ISO, cada fabricante ofrece las prestaciones de la máquina, de las que las más importantes son:

- Potencia.
- Consumo específico.
- Rendimiento eléctrico.
- Caudal de gases de escape.
- Temperatura de los gases de escape.

De la misma forma, el fabricante debe ofrecer una serie de curvas para poder ver cómo afectan diferentes aspectos a las prestaciones de la turbina, dependiendo del emplazamiento esta. Algunas de estas curvas serían:

- Variación de las prestaciones con la altitud sobre el nivel del mar.
- Variación de las prestaciones con las pérdidas tanto en la entrada como en la salida.
- Variación de las prestaciones con la temperatura ambiente.

Con esta información mínima se puede evaluar la idoneidad de una turbina en una aplicación de cogeneración, y por supuesto compararla con otra de un fabricante distinto o una turbina de prestaciones distintas del mismo fabricante.



## 1.6.- Variables que afectan a la potencia de la turbina

Para este caso, las dos turbinas que tiene la empresa son los modelos: **ALSTOM TYPHOON SGT-100**. Son unas turbinas aeroderivadas de una potencia nominal bajo condiciones ISO, de 4,2 MW y eficiencia del 27,92 %, su compresor consta de 10 etapas y utiliza GN como combustible.

Para modificar la potencia de una turbina de gas se pueden realizar diferentes actuaciones pero las principales es actuar sobre dos parámetros. Uno de ellos sería actuar sobre el caudal de aire y GN que atraviesa los álabes de la turbina, y el otro parámetro sería actuar sobre la temperatura del aire de entrada a la turbina desde el compresor, ya que es un factor determinante en el rendimiento de la turbina, debido a la variación de la densidad del aire con la temperatura. Esta variación puede verse en la siguiente figura:

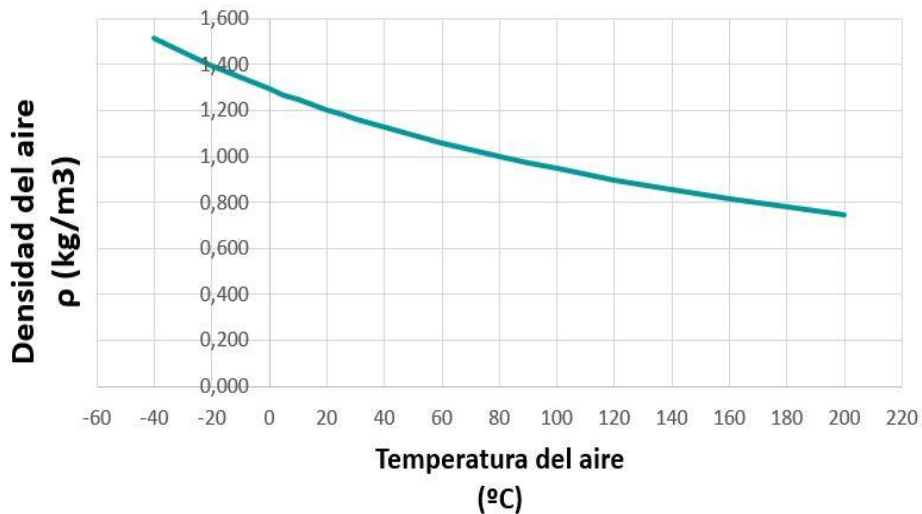


Figura 14: Variación de Densidad del Aire - Temperatura

Otras formas de producir mayor potencia y eficiencia en las turbinas de ciclo simple serían, recuperando la energía no utilizada de los gases de escape mediante un recuperador de calor, el cual sería expandido en el mismo eje de la turbina de gas o en otro eje mediante una turbina de vapor.

### 1.6.1.- Temperatura del aire de entrada

Para ver cómo afectan la temperatura del aire al rendimiento de la turbina, si se fijan unas condiciones de operación de referencia según normativa ISO, como serían:

- Presión de referencia:  $P_0$
- Temperatura de referencia:  $T_0$
- Caudal de gases en estas condiciones:  $m_0$

Y unas condiciones reales de operación como:

- Presión del aire a la entrada del compresor:  $P_1$
- Presión del aire a la salida de la turbina:  $P_4$
- Temperatura ambiente:  $T_1$

Y sabiendo que el compresor es una máquina volumétrica, el caudal de aire que circula será:

$$m = m_0 \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_0}$$

Por ello, cuando aumenta la temperatura ambiente, se puede decir que:

- Disminuye el caudal de aire que circula por la turbina porque aumenta la densidad del aire.
- Disminuye el consumo de combustible, ya que se necesita menor aporte térmico.
- Como los dos datos anteriores disminuyen, el caudal de gases de escape de la turbina también disminuye.
- Con todo lo anterior, disminuye la potencia mecánica y con ello la eléctrica de la turbina.

Sin embargo debemos considerar un ligero incremento de la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina con el incremento de temperatura ambiente.

Por lo tanto, si se disminuye la temperatura del aire de entrada al compresor, la capacidad y eficiencia de las turbinas de gas se incrementan.

Estudios realizados demuestran que por cada grado centígrado de reducción de temperatura en la entrada de aire, permiten incrementar la potencia de la turbina, linealmente, del orden del 0,7 al 0,9 %.

Además, con el aumento de la temperatura del aire, el compresor de la turbina debe realizar un mayor trabajo, ya que el aire es menos denso, por lo que ocupa más espacio, lo que implica un aumento del Heat Rate de la turbina, es decir, necesita más gas para producir cada kWh.

A continuación se presentarán varios gráficos sacados de las especificaciones de las turbinas estudiadas.

#### 1.6.1.1.- Variación de la potencia

El gráfico de la variación de la potencia que afectará a las turbinas ALSTOM TYPHOON SGT-100, debido a la variación de la temperatura del aire, puede verse en el siguiente gráfico.

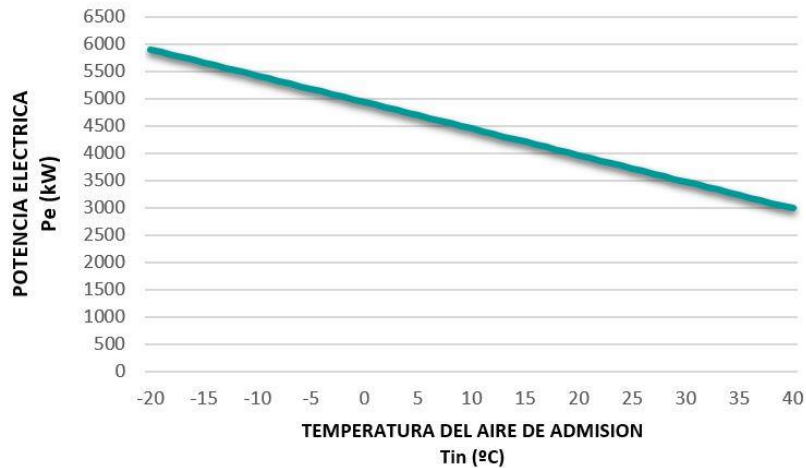


Figura 15: Variación de la Potencia Eléctrica - Temperatura

Como se puede ver, la variación de la potencia eléctrica de la turbina respecto a la temperatura del aire de admisión a la turbina, podría asemejarse a una recta con pendiente descendente pero no es del todo una recta, por ello, se ha calculado la ecuación de la variación de la potencia de las turbinas SGT100, dando como resultado, para un rango de temperaturas de -20°C a 40°C:

$$P_{eléctrica} (kW) = 4942,4 - 48,485 \cdot T - 0,0059 \cdot T^2$$

---

#### 1.6.1.2.- Variación del consumo de GN

Por otra parte, como se ha dicho antes, el consumo de GN también varía al aumentar la temperatura, para conseguir un mismo estado térmico a la salida de la turbina. El siguiente gráfico muestra esta variación para la turbina SGT100.

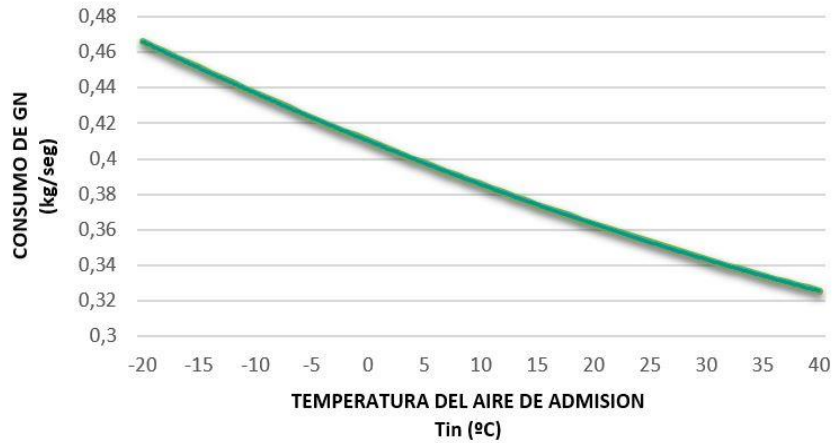


Figura 16: Variación del Consumo de GN - Temperatura

La curva de consumo de GN para las turbinas SGT100 se ha aproximado con el cálculo de la siguiente ecuación, para un rango de temperaturas de -20°C a 40°C:

$$\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{seg} \right) = 0,410079 - 0,002567 \cdot T + 1,13432E - 05 \cdot T^2$$

Otra curva interesante es el porcentaje de variación de GN respecto a las condiciones ISO, dependiendo de la temperatura del aire de entrada a la turbina.

---

#### 1.6.1.3.- Variación del caudal de los gases de escape

Otro parámetro que varía en el caudal de los gases de escape de las turbinas con respecto a la temperatura del aire. El siguiente gráfico muestra esta variación para la turbina SGT100.

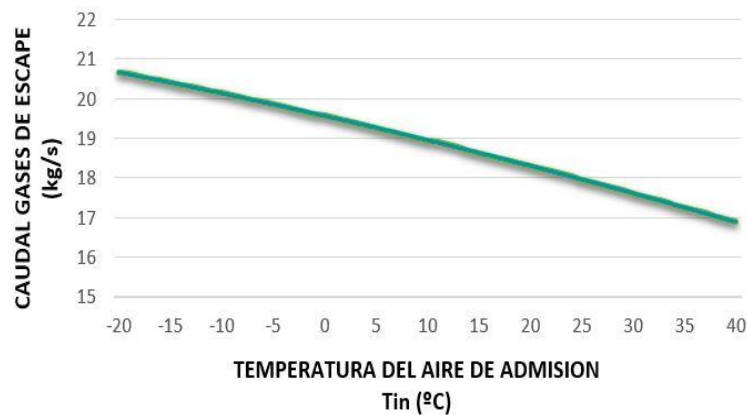


Figura 17: Variación del Caudal de los Gases de Escape - Temperatura

La curva del caudal de los gases de escape para las turbinas SGT100 se ha aproximado con el cálculo de la siguiente ecuación, para un rango de temperaturas de -20°C a 40°C:

$$\dot{m}_{\text{Gases de Escape}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right) = 19,564 - 0,0591 \cdot T - 0,0002 \cdot T^2$$

---

#### 1.6.1.4.- Variación del Heat Rate

Con la variación de los parámetros anteriores, se ve afectado otro parámetro interesante como es el Heat Rate. El siguiente gráfico muestra esta variación para la turbina SGT100.

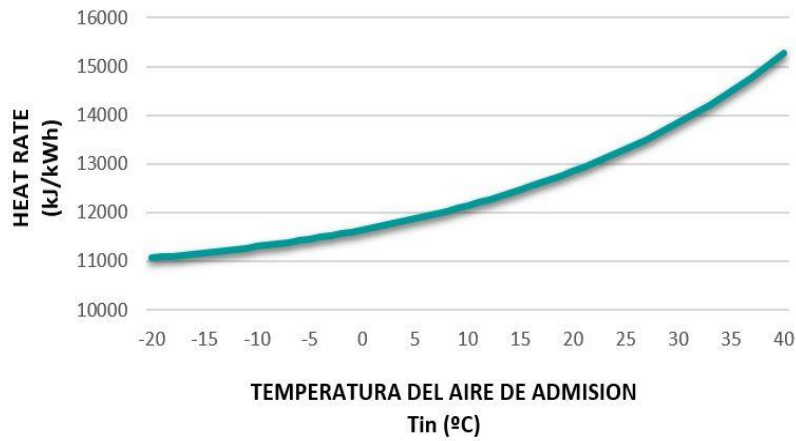


Figura 18: Variación del Heta Rate - Temperatura

La curva del Heat Rate para las turbinas SGT100 se ha aproximado con el cálculo de la siguiente ecuación, para un rango de temperaturas de -20°C a 40°C:

$$\text{Heat Rate} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right) = 11649,3378 + 39,3246 \cdot T + 0,7721 \cdot T^2 + 0,0127 \cdot T^3$$

---

#### 1.6.2.- Equipos de intercambio térmico a la entrada y salida

---

Deberemos tener en cuenta el efecto que tendrá intercalar unos equipos de intercambio de calor a la entrada del aire de admisión de la turbina y la salida de los gases de escape. Esto creará una disminución de la presión de aspiración del compresor (P1), y un aumento de la presión de expansión de la turbina (P4) por lo que:

$$P_1 = P_{\text{atmosferica}} - \Delta P_{\text{admisión}}$$

$$P_4 = P_{\text{atmosferica}} + \Delta P_{\text{escape}}$$

Por lo que se puede relacionar la relación de expansión de la turbina con la relación de compresión del compresor de la siguiente forma:

$$r_t = r_c \cdot \frac{P_3}{P_4} \cdot \frac{P_1}{P_2} = r_c \cdot \frac{P_1}{P_4} = r_c \cdot \frac{P_{atmosferica} - P_{admisión}}{P_{atmosferica} + P_{escape}}$$

Por tanto, con el incremento de pérdida de carga en el escape de la turbina como el incremento de pérdida de carga en la admisión del aire, hacen disminuir la relación de expansión de la turbina, y consecuentemente la potencia mecánica o eléctrica generada, siempre considerando que se trabajara con una misma temperatura de admisión, cosa que no será del todo cierta ya que lo que se quiere conseguir con el intercambiador será disminuir la temperatura de entrada del aire, por lo que al tener este una mayor densidad, se podrá generar mayor energía mecánica y eléctrica.

Un valor aproximado para el cálculo de las pérdidas de potencia, es considerar una pérdida de potencia de 1 kWh por cada mmca perdido en la aspiración de la turbina.

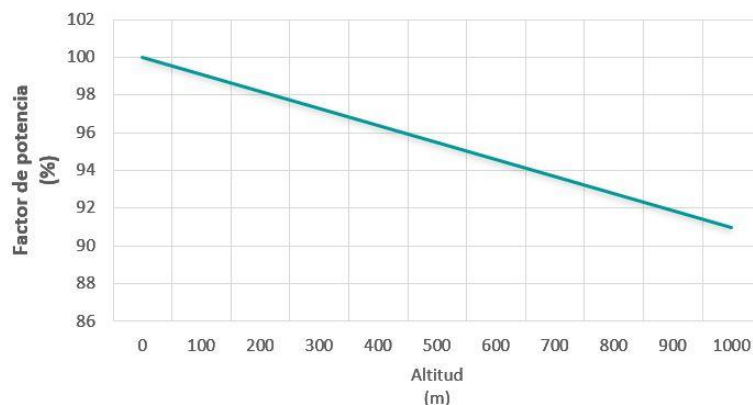
---

### 1.6.3.- Altitud sobre el nivel del mar

---

La presión atmosférica tiene un efecto importante sobre la capacidad de las turbinas de gas, aunque no sobre su eficiencia. Cuando la presión atmosférica disminuye, la densidad del aire baja, lo que, a su vez, reduce el flujo de masa hacia la turbina y por lo tanto, su capacidad.

Por ello, tal como aumente la altura de la localización donde se instale la turbina de cogeneración, para una misma temperatura, dicha turbina disminuirá su potencia generada.



**Figura 19: Variación de Potencia - Altitud**

La pérdida de potencia será aproximadamente de un 1 % cada 100 metros altitud.

### **1.7.- Tecnologías de enfriamiento del aire de admisión en las turbinas**

A continuación se presentarán las diferentes tecnologías para enfriar el aire de admisión de las turbinas más importantes. Estos sistemas serán:

- Sistema de enfriamiento evaporativo.
- Sistema de inyección de niebla.
- Sistema enfriador eléctrico.
- Sistema enfriador por absorción.

Los posibles sistemas de enfriamiento del aire de entrada a una turbina de gas se pueden desglosar en dos grandes grupos: los sistemas de humidificación de aire y los sistemas de enfriamiento de aire.

En los sistemas de humidificación de aire lo que se hace es humidificar el aire de entrada hasta unas condiciones cercanas a las de saturación, por lo que el aire se enfría.

En cuanto a los sistemas de enfriamiento del aire mediante enfriadores, éste se refrigera mediante intercambiadores aire/agua. El agua se habrá enfriado previamente con un enfriador de absorción o bien mediante uno eléctrico.

---

#### 1.7.1.- Enfriamiento evaporativo

---

Se trata del enfriamiento del aire de entrada al compresor de la turbina por medio de un sistema adiabático de intercambio de calor.

La disminución máxima de la temperatura de la corriente de aire es la diferencia entre la temperatura seca y la temperatura húmeda del aire.

Este sistema consiste en hacer circular el aire de entrada a la turbina por una superficie de intercambio compuesta por varias baterías de placas onduladas que se mantienen humedecidas gracias a una recirculación continua de agua. El aire que circula a través de estas placas se va humedeciendo, por lo que aumenta su humedad relativa, su temperatura disminuye por evaporación del agua y se aproxima a la temperatura de bulbo húmedo.

Hay que procurar no llegar cerca de la saturación del aire para evitar las posibles condensaciones de gotas de agua en los conductos de aire de admisión, con el posible deterioro prematuro de los mismos, o incluso en la misma entrada del compresor poniendo en riesgo su integridad.

Por lo tanto, esta tecnología será más efectiva en zonas con la humedad relativa media baja, y no en zonas costeras con humedades relativas medias elevadas, como es el caso de la situación de la instalación estudiada.

En la siguiente figura se puede ver cómo sería un sistema de enfriamiento evaporativo:

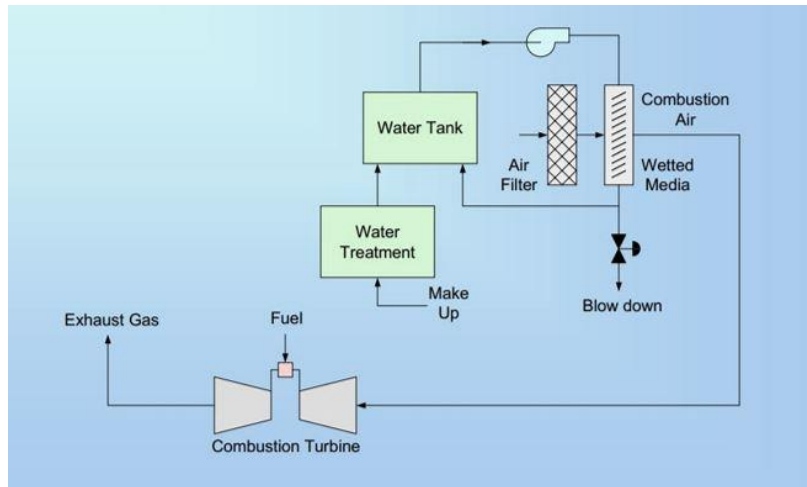


Figura 20: Esquema del sistema de enfriamiento evaporativo

#### 1.7.1.1.- Equipos e instalaciones auxiliares

Para montar un humidificador adiabático serán necesarios los equipos e instalaciones siguientes:

- Enfriador evaporativo.
- Separador de gotas, a colocar aguas abajo del enfriador evaporativo.
- Bombas de recirculación interna de agua.
- Válvulas de boya instaladas en la piscina del enfriador.
- Conductivímetros instalados en la piscina del enfriador.
- Electroválvula de purga instalada en la piscina del enfriador.
- Instrumentación para el flujo de aire de aspiración de la turbina: sonda de temperatura ambiente, higrómetro, presostato diferencial.
- Colector de distribución de agua de aportación.
- Sistema de tratamiento de agua desmineralizada para el circuito de agua de aportación.
- Instalación eléctrica de baja tensión.

#### 1.7.1.2.- Ventajas

- Instalación asociada e inversión reducidas.
- Requerimientos de la calidad del agua poco restrictivos, ya que el agua descalcificada suele ser suficiente.
- Rápida puesta en marcha y de instalación.



- Posibilidad de instalar en el sistema sin subcontratar al fabricante de la turbina.
- Limpia el aire de entrada debido a la barreira de agua.

---

#### 1.7.1.3.- Inconvenientes

- No permite bajar por debajo de la temperatura de bulbo húmedo.
- Habrá un incremento de pérdida de carga en la aspiración que puede rondar unos 20 mmca.

---

#### 1.7.2.- Inyección de Niebla o Fogging

---

En este caso la inyección de agua en forma de niebla formada por microgotas se efectúa en el compresor de la turbina junto con el aire de admisión. Por lo tanto se trata de una compresión bifásica agua-aire cuya tecnología es más reciente, por ello, las tecnologías de la compresión monofásica, es decir, aire con vapor de agua por debajo de la saturación, es lo más común.

Este sistema se compone de válvulas tipo spray que se sitúan a la aspiración del aire de la turbina y que, mediante un flujo controlado de agua, reduce la temperatura hasta aproximadamente 1°C por encima de la temperatura de bulbo húmedo.

En este sistema, gracias a una medida en continuo de la temperatura y de la humedad relativa antes y después de la inyección de agua, se puede controlar adecuadamente el caudal de agua a inyectar para mantener siempre una temperatura de salida fija de 1°C por encima de la temperatura de bulbo húmedo. La pérdida de carga que genera este tipo de equipos en el aire es de aproximadamente 10 mmca.

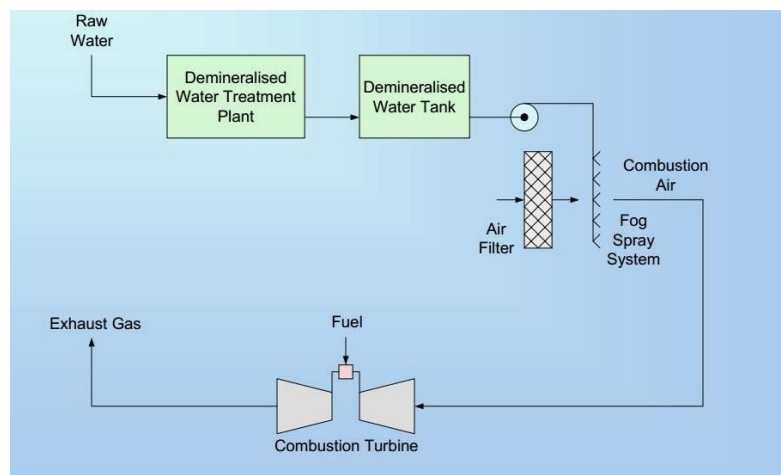


Figura 21: Esquema del sistema de enfriamiento por Fogging

En este sistema, el agua se debe bombear a unas altas presiones para conseguir un tamaño de gotas pulverizadas adecuadas, que puede llegar a ser de unas 15 micras de diámetro. El inconveniente de esta alternativa es que el agua utilizada debe ser desmineralizada debido a los elevados requisitos de pureza que se requieren para unos orificios de diámetro tan pequeño por donde se pulveriza el agua.

En la imagen siguiente se pueden observar las mencionadas válvulas tipo spray en funcionamiento:

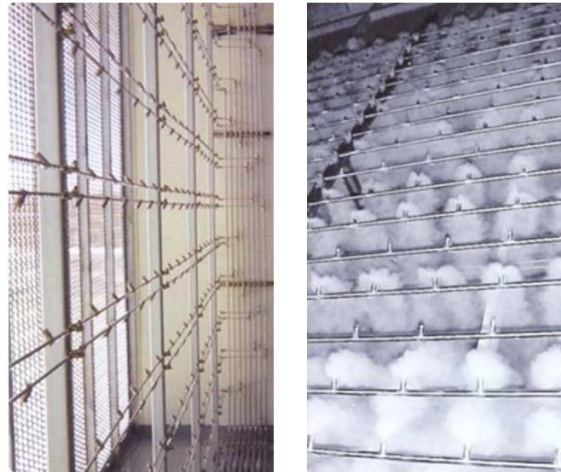


Figura 22: Válvulas del enfriamiento por niebla

A continuación detallaré los diferentes sistemas necesarios para este tipo de sistema.

---

#### 1.7.2.1.- Equipos e instalaciones auxiliares

- Instalación de una estructura exterior acoplada a la caja de filtros de aire.
- Bombas de inyección de agua.

---

#### 1.7.2.2.- Ventajas

- Instalación asociada e inversión reducidas.
- Aumento del  $C_p$  y de la masa circulante y en consecuencia de la potencia generada.
- Aumento del rendimiento termodinámico respecto al sistema anterior.
- Disminución de la temperatura y en consecuencia una disminución de la producción y emisión de NOx.
- Fácil instalación en turbinas ya en funcionamiento.
- Mejora el Heat Rate, lo que equivale a menos emisiones de CO<sub>2</sub> y un mayor ahorro energético

### 1.7.2.3.- Inconvenientes

- No permite bajar por debajo de la temperatura de bulbo húmedo.
- Requerimientos de la calidad del agua muy restrictivas, ya que se necesita un agua desmineralizada.
- Necesidad de subcontratar el fabricante de la turbina para no perder garantías del contrato de mantenimiento.
- Las válvulas tipo *spray* empleadas necesitan un mantenimiento muy frecuente, para evitar que en lugar de pulverizar, empiecen a gotear.
- Existirá un incremento de pérdida de carga en la aspiración que puede rondar los 10 mmca.

---

### 1.7.3.- Enfriamiento de agua por compresión

---

Esta alternativa es equivalente a la de absorción, con la excepción de que en este caso, el agua fría se obtendrá de una máquina de refrigeración convencional o eléctrica con compresor centrífugo y refrigerante.

Del mismo modo que con la máquina de absorción, la máquina de refrigeración será refrigerada mediante una torre de refrigeración.

En este caso no será necesario incorporar un foco caliente en esta instalación de la máquina y la temperatura alcanzable de agua fría será de unos 3°C lugar de los 5-6°C de la alternativa con máquina de absorción, lo que obligará a que el circuito de agua sea glicolada para evitar congelaciones. Así, la temperatura finalmente alcanzable del aire de entrada al compresor de la turbina será de unos 7°C, en las condiciones de diseño.

Este tipo de instalación puede verse de forma esquemática en la siguiente figura.

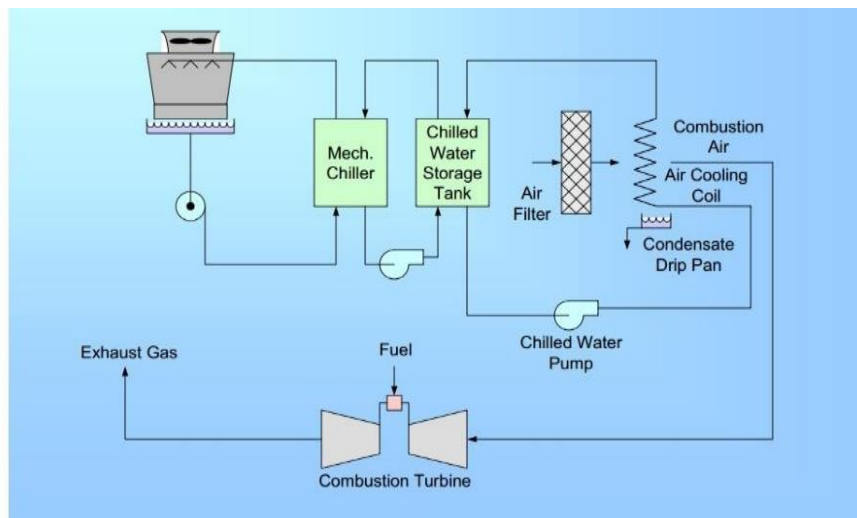


Figura 23: Esquema del sistema de enfriamiento por compresión

---

#### 1.7.3.1.- Equipos e instalaciones auxiliares

Los equipos y sistemas que habrá que incorporar para llevar a cabo esta solución son:

- Máquina frigorífica por compresión.
- Batería agua/aire.
- Torre de refrigeración para disipar el calor de baja temperatura que se genera en el condensador de la máquina frigorífica.
- Sistema mecánico, con tuberías y bombas para dirigir el fluido de dos circuitos: agua fría y agua de refrigeración de la máquina frigorífica.
- Ampliación sistema de control de auxiliares de la planta.
- Instalación eléctrica de baja tensión.
- Dosificación química para la torre.

---

#### 1.7.3.2.- Ventajas

- Permite bajar la temperatura del aire hasta unos 7°C, sea cual sea temperatura de bulbo húmedo.
- Mayor rendimiento que los sistemas de enfriamiento evaporativo o mediante fogging.

---

#### 1.7.3.3.- Inconvenientes

- Instalación asociada e inversión considerables.
- Consumo eléctrico de sistemas auxiliares elevado (Compresor frigorífico, bombas, ventiladores torre).
- Incremento de pérdida de carga en la aspiración de unos 20 mmca. Consumo de agua no tratada importante.
- Mayor tiempo de instalación y puesta en marcha.

---

#### 1.7.4.- Enfriamiento de agua con máquina de absorción

---

El método tradicional para satisfacer las necesidades de refrigeración es el realizado por compresión, pero la disponibilidad de energía de bajo nivel de temperatura, recuperable de procesos industriales hace atractiva la utilización de sistemas de absorción que aprovechan energías de muy bajo coste. Ejemplos de este tipo de energía son entre otros:

- Calor residual portado por líquidos calientes como agua o aceite.
- Aire caliente.
- Gases de combustión.
- Vapor de agua a baja presión.

El rango de aplicación de la máquina de absorción es de temperaturas de evaporación entre  $-60^{\circ}\text{C}$  y  $10^{\circ}\text{C}$ . Hay que destacar que existen dos grupos de máquinas de absorción: aquellas en que la temperatura mínima es de unos  $5^{\circ}\text{C}$ , en las que se usa BrLi-agua que son más baratas y con mejor COP por trabajar con menor salto, sin embargo en temperaturas próximas a  $0^{\circ}\text{C}$  y criogénicas hay que ir a instalaciones más sofisticadas y caras, como las de Agua- $\text{NH}_3$ .

---

#### 1.7.4.1.- Máquinas de Agua-Amóníaco.

Las máquinas de agua-amóníaco están diseñadas principalmente para aplicaciones de refrigeración industriales, por ejemplo, alimentos congelados o refrigeración de procesos, con unas temperaturas de evaporador de hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ . Este tipo de máquinas se emplean preferiblemente cuando se trabaja con temperaturas cercanas o inferiores a  $0^{\circ}\text{C}$ , ya que las unidades de Agua-BrLi no pueden funcionar en este rango de temperaturas. La temperatura a la cual se debe suministrar el vapor para alimentar una unidad depende del refrigerante disponible y de la temperatura de refrigeración a conseguir.

---

#### 1.7.4.2.- Máquinas de BrLi-Agua.

Las máquinas de bromuro de litio son equipos de precio razonable y existen de diferentes potencias frigoríficas ya construidas, por otra parte, los equipos que utilizan amóníaco, son en cambio muy caros para una misma potencia frigorífica y su construcción se realiza a medida para cada caso concreto.

El diseño de esta alternativa está condicionado por la temperatura de agua fría que se pueda obtener de la máquina de absorción, que es de unos  $5\text{-}6^{\circ}\text{C}$  para el caso de BrLi. Por esto, se podrán obtener temperaturas de salida del aire de unos  $10^{\circ}\text{C}$  en las condiciones de diseño.

Las ventajas que presenta el Bromuro de Litio frente a otros compuestos son:

- Bajas presiones de trabajo.
- Alta entalpía de vaporización, que reduce el caudal de refrigerante y ahorra energía en la bomba de impulsión.

Por otra parte, las desventajas son:

- Riesgo de corrosión

- Riesgo de cristalización.

---

#### 1.7.4.3.- Descripción de una máquina de absorción

La máquina de absorción sigue un ciclo frigorífico cuyo principio de funcionamiento se basa en que la presión de vapor de una solución depende de su concentración. En una máquina de absorción existen dos sustancias, el refrigerante es la sustancia que realiza el ciclo frigorífico completo y el absorbente es el que modifica la presión de vapor del refrigerante, haciendo que se produzca la evaporación y condensación en las condiciones deseadas.

En realidad es un ciclo similar al de una máquina de compresión, en el que se sustituye el compresor mecánico por uno químico, consistente en procesos de absorción y desabsorción comunicados con una bomba de la solución.

El agua que se pretende enfriar es bombeada hacia la máquina de absorción de donde sale a la temperatura deseada. La bomba instalada a tal efecto debe regular el caudal de agua que se envía a refrigerar y de esta forma tener controladas las necesidades de diferentes caudales de agua a enfriar.

La fuente de energía térmica sería un caudal de gases calientes. Su entrada a la máquina de absorción está regulada por una válvula de control que actúa en función de la diferencia entre la temperatura real del agua enfriada y la consigna establecida. La mezcla binaria vapor/agua a su salida ha cedido al proceso gran parte de su energía y pasa por un purgador que impide el paso de vapor, saliendo de él sólo condensado que pasa a un depósito intermedio siendo bombeado posteriormente hacia un depósito general de condensado.

Otra parte fundamental de la instalación es la torre de refrigeración. En ella se disipa al ambiente el calor extraído del proceso. Hay que destacar que en el proceso de absorción se evacua aproximadamente el doble de calor que con equipos de compresión, por tanto se incrementan las necesidades de agua de refrigeración y las pérdidas de la misma por evaporación. Esta característica aumenta el tamaño y coste de la instalación.

Otra variable a tener en cuenta es la temperatura del agua de refrigeración. El COP de la máquina de absorción aumenta cuando disminuye la temperatura de refrigeración, por lo que los rendimientos son más favorables en los meses fríos del año. No obstante, en el caso de las máquinas de BrLi-Agua, hay unos límites impuestos por el riesgo de cristalización de la solución. Existe una temperatura mínima de refrigeración que depende del fabricante y que limita este máximo rendimiento posible.

Este tipo de instalación puede verse de forma esquemática en las siguientes figuras.

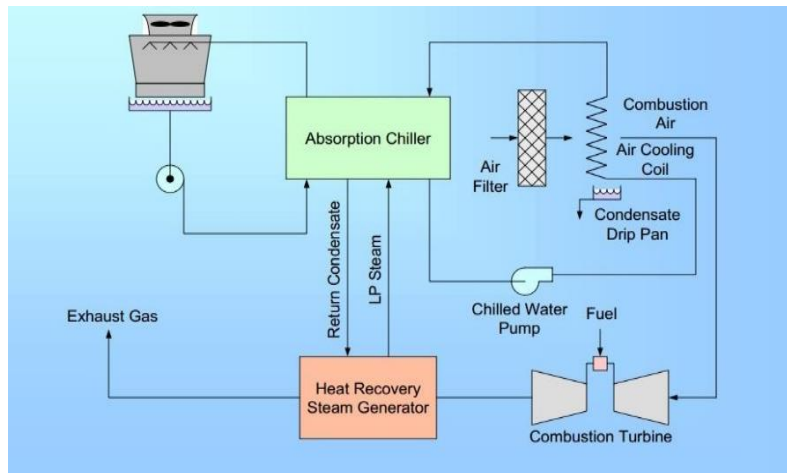


Figura 24: Esquema del sistema de enfriamiento por absorción

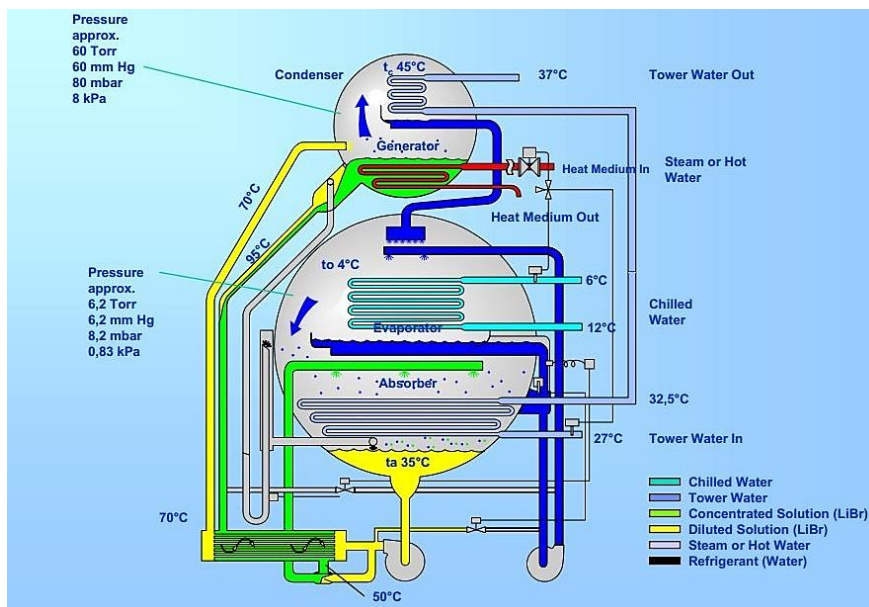


Figura 25: Esquema de la máquina de absorción

#### 1.7.4.4.- Equipos e instalaciones auxiliares

Los equipos y sistemas que habrá que incorporar para llevar a cabo esta solución son:

- Máquina de absorción de efecto simple empleando agua sobrecalentada.
- Batería agua / aire.
- Recuperador de calor de gases a utilizar para sobrecalentar el agua demandada por la máquina de absorción.
- Torre de refrigeración para disipar el calor de baja temperatura que se genera en el absorbedor y el condensador de la máquina de absorción.



- Sistema mecánico, con tuberías y bombas para dirigir el fluido de tres circuitos: agua fría, agua de refrigeración de la máquina de absorción y agua sobrecalentada.
- Ampliación del sistema de control de la planta.
- Instalación eléctrica de baja tensión.
- Dosificación química para la torre.

---

#### 1.7.4.5.- Ventajas

- Permite bajar la temperatura del aire hasta unos 10°C, sea cual sea temperatura de bulbo húmedo.
- Costes de explotación sostenidos, si consideramos que el calor aportado a la máquina de absorción es un calor sobrante que no se aprovechaba antes.
- Mayor rendimiento que los sistemas de enfriamiento evaporativo o mediante fogging.
- Gran fiabilidad, lo que implica una reducción considerable de los costes de mantenimiento.
- Desgaste mínimo.
- No requieren ser explotadas por personal altamente cualificado.
- No se precisan refrigerantes nocivos para la capa de ozono, además el refrigerante utilizado es barato y de fácil disponibilidad ya que es agua.
- El control es totalmente automatizable y tiene un mínimo consumo eléctrico.

---

#### 1.7.4.6.- Inconvenientes

- Instalación asociada e inversión considerables.
- Incremento de pérdida de carga en la aspiración y a la descarga que puede rondar unos 25 mmca.
- Mayor tiempo de instalación y puesta en marcha.
- Consumo de agua no tratada muy importante.

En definitiva, lo que se puede concluir es que de los dos sistemas de enfriamiento evaporativo podemos descartar el del Fogging, dado que se obtienen aproximadamente las mismas prestaciones que con el humidificador adiabático, pero tiene muchos más inconvenientes, por lo que la mejor solución de enfriamiento sería mediante el sistema evaporativo con humidificador adiabático, siempre y cuando no quisiéramos aprovechar calor residual procedente del proceso productivo.



De los otros dos sistemas de enfriamiento, ya sea de absorción o eléctrico, en un principio no podríamos descartar ninguna, pues en los casos en que existe un sobrante de calor considerable, el sistema de absorción puede salir muy rentable, mientras que en los casos en que no sobre calor, el compresor frigorífico puede ser el más adecuado, además que tiene la capacidad de enfriar el aire de admisión a la turbina 3 o 4°C más, en comparación con el Enfriador por Absorción.

Por ello ahora se pasará a determinar las fuentes de energía térmica residual en la empresa con las que poder aprovechar uno u otro sistema.

---

#### 1.7.5.- Comparación entre absorción y compresión

---

El ciclo de absorción que se tendrá en cuenta será el que utiliza BrLi-Agua, ya que es la más usada en la actualidad.

El ciclo del refrigerante es idéntico en las unidades de compresión y absorción. La diferencia radica en que en absorción el compresor mecánico es reemplazado por un compresor térmico, con un segundo fluido circulando en una cadena de intercambiadores de calor. Ambos ciclos siguen idealmente el ciclo de Rankine.

---

##### 1.7.5.1.- Ventajas de absorción frente a compresión

---

- No tiene elementos mecánicos en movimiento, exceptuando la bomba de solución concentrada.
- No se producen daños en el caso de que haya salido de líquido refrigerante.
- En rendimiento no baja mucho con la carga, con una disminución casi proporcional del consumo de energía.
- Hay una amplia variedad de fuentes de energía a aprovechar.
- La energía eléctrica requerida es de un 3-5 % de la que se requeriría en una máquina de compresión similar, sin tener en cuenta los elementos auxiliares.
- Facilidad de automatización.
- Bajo coste de mantenimiento.
- Se puede realizar la instalación a intemperie, con lo cual se ahorran costes de edificación.
- No es necesaria una cimentación costosa.
- Produce un muy bajo nivel de ruido.

El COP nominal en compresión en grandes máquinas, con turbo compresores, está situado entre 4 y 5,5, mientras que en absorción el COP está comprendido entre 0,5 y 0,8.

En cuanto al comportamiento general de las máquinas de compresión y absorción a carga parcial éste es bueno. El mínimo de funcionamiento corresponde al 10 %, donde

el rendimiento disminuye considerablemente. El óptimo de funcionamiento no corresponde al 100 % sino al 50 o 60 % y la máquina de absorción es menos sensible a las variaciones de carga que los compresores.

#### 1.7.6.- Comparación de los sistemas mediante diagrama psicométrico

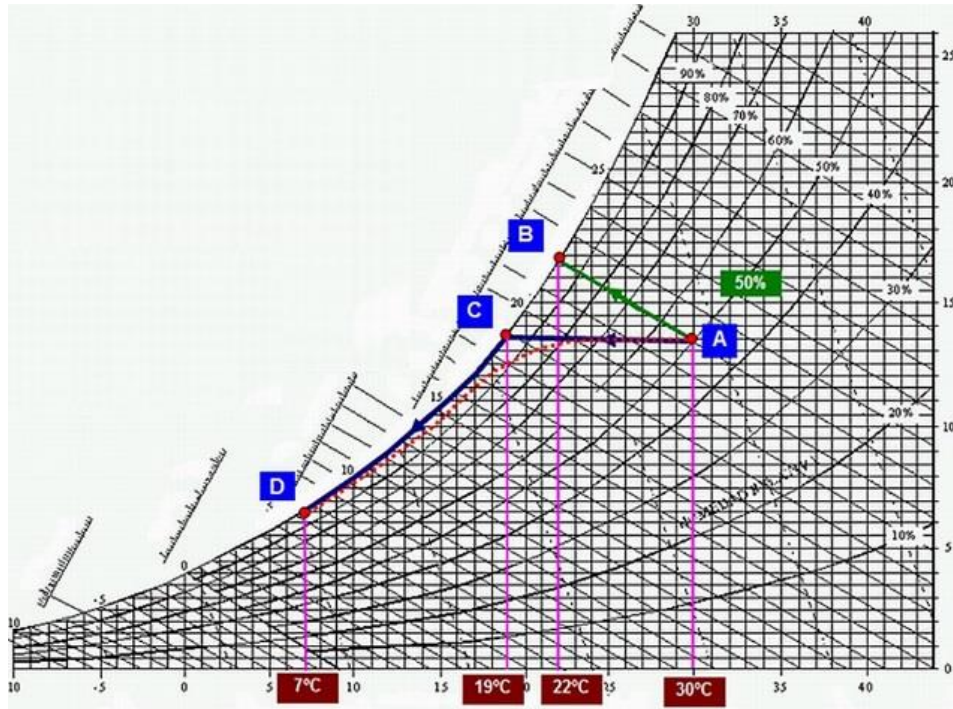


Figura 26: Diagrama psicométrico de los sistemas de enfriamiento

En la carta psicométrica anterior se puede ver, la situación de una turbina de gas en un lugar con aire ambiente a 30°C de temperatura y humedad relativa del 50% (A).

La forma de mejorar la potencia de la turbina, consiste en provocar el enfriamiento del aire de admisión a la misma, para aumentar su densidad y con ello, el caudal másico del comburente.

Si elegimos el proceso de enfriamiento adiabático, por humidificación, sólo podremos conseguir reducir la temperatura hasta la del bulbo húmedo (B), es decir a 22°C, pero mediante un intercambiador aire/agua, podremos llegar a una temperatura mucho más baja, llegando primero al punto de rocío (C) y posteriormente al punto D, es decir a una temperatura hasta de 7°C, haciendo incrementar la potencia de la turbina de un modo considerable, en función del tipo de turbina de que se trate.

El proceso de enfriamiento que se aproxima más a la realidad está señalado con la línea de puntos de color rojo.

### 1.8.- Balances térmicos de los procesos

Los gastos energéticos de los consumos térmicos aprovechables en los diferentes procesos se pueden ver reflejados en la *Tabla 3*.

MES	CONSUMO ELÉCTRICO	CONSUMO TÉRMICO	CONSUMO TERMICO DIARIO
Enero	3.347.728,02	29.487.368,73	951.205,44
Febrero	3.329.774,81	27.516.033,98	982.715,50
Marzo	3.239.313,17	29.535.736,10	952.765,68
Abril	3.065.066,91	28.444.338,84	948.144,63
Mayo	3.232.402,99	29.101.443,64	938.756,25
Junio	3.133.354,59	27.466.191,24	915.539,71
Julio	3.157.090,48	29.090.048,63	938.388,67
Agosto	2.826.903,72	23.946.211,74	772.458,44
Septiembre	3.014.727,35	28.154.470,37	938.482,35
Octubre	3.258.028,23	28.878.188,79	931.554,48
Noviembre	3.091.735,56	28.490.567,72	949.685,59
Diciembre	2.800.405,60	27.815.580,92	897.276,80
<b>TOTAL</b>	<b>37.496.531,42</b>	<b>337.926.180,69</b>	<b>926.414,46</b>

Tabla 3: Datos energéticos de la empresa

Como se puede observar, en la empresa se consume una mayor cantidad de energía térmica (87,3 %), mediante el quemado de GN, que de energía eléctrica (13,3 %).

Una de las áreas en las que se genera mayor calor es en el equipo de cogeneración mediante la turbina de gas, así como en los atomizadores. Otro proceso en el que se genera calor es en el proceso de secado de las baldosas cerámicas, aunque en menor cantidad, y por otra parte, otra de las zonas en las que se genera mucho calor es en el proceso de cocción, por lo que se procederá a realizar el estudio del potencial de aprovechamiento de los gases calientes procedentes de los hornos de cocción que son expulsados al exterior sin darle ningún uso, los gases expulsados en el proceso de atomizado y en el proceso de secado.

Visto el gran gasto energético en forma de energía térmica que hay en la esta empresa tanto en las turbinas como en los hornos, trataré de optimizar y mejorar el funcionamiento de las turbinas, aumentando su rendimiento, ya sea utilizando otras tecnologías y a ser posible aprovechando la energía residual que se desperdicia en el actual proceso productivo.

Para el estudio de la composición de la energía térmica gastada en los diferentes procesos será necesario saber la composición aproximada del GN, así como las propiedades de los gases de escape que aparecen en los diferentes procesos y que harán falta para realizar los cálculos oportunos en el cálculo de la energía que se desperdicia.

Por ello en la **Tabla 5** se puede observar una composición aproximada del GN, así como también podemos ver las diferentes características del GN en Castellón en la **Tabla 6**.

Composición media GN	
Metano	90 %
Etano	7,5 %
Propano	1,5 %
Butano	0,4 %
Nitrógeno	0,6 %
Azufre	6 mg/Nm <sup>3</sup> .

Tabla 4: Composición aproximada del Gas Natural

Densidad del gas	Real	0,7955 kg/Nm <sup>3</sup>
	Relativa al aire	0,6153
Poder calorífico	Superior	10.316 kcal/Nm <sup>3</sup>
	Inferior	9.317 kcal/Nm <sup>3</sup>
Combustión estequiométrica	Aire	10,4
	Humos secos	9,3
	Humos húmedos	11,4
Límites de inflamabilidad	Superior	14,70%
	Inferior	4,60%

Tabla 5: Características del Gas Natural en Castellón

---

### 1.8.1.- Turbinas

---

Los datos de partida del consumo energético térmico del conjunto de las dos turbinas son de 201.476.548,891 kWh en un año. Por otro lado y considerando solo el consumo de energía térmica, en las siguientes tablas aparece el consumo de cada una de las dos turbinas por mes.

De ambas turbinas se extrae un caudal medio de gases calientes de 18 kg/s a una temperatura media de unos 500-515 °C, aunque este caudal puede variar dependiendo de las condiciones atmosféricas.

La energía térmica total consumida por la T1 en un año es de 102.551.378,455 kWh y genera una potencia eléctrica media de 4,2 MW en invierno y 3,7 MW en verano, situándose su potencia media en 4,062 MW a lo largo del año.

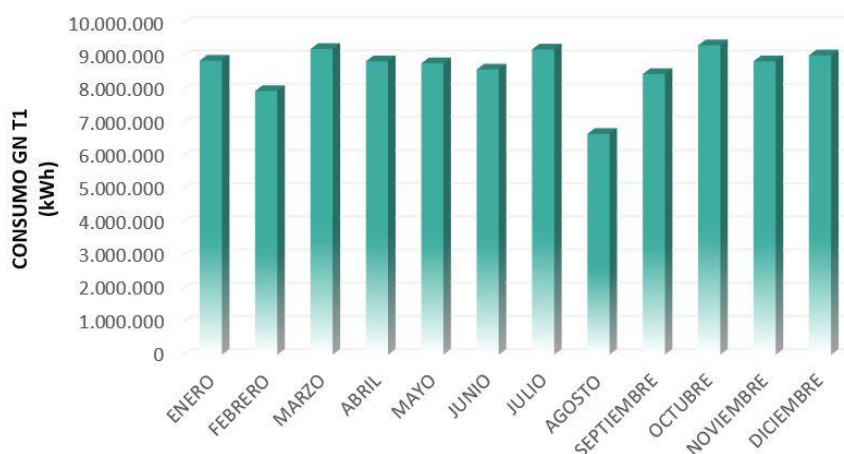


Tabla 6: Consumos de energía térmica de la Turbina 1

La energía térmica total consumida por la T2 en un año es de 98.925.170,436 kWh y genera una potencia similar a la anterior bajo unas condiciones similares.

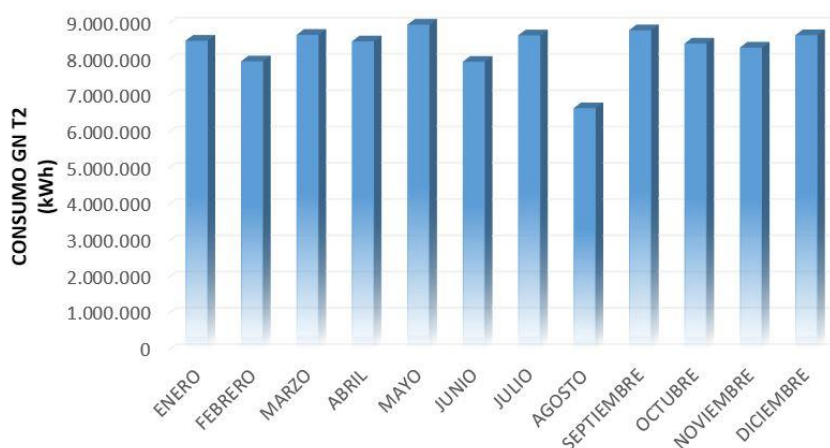


Tabla 7: Consumos de energía térmica de la Turbina 2

Con estos datos, y sabiendo el PCS del GN de Castellón (9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>) podemos obtener el caudal másico de GN que se utiliza así como el caudal de aire a la entrada de la turbina.

Por otra parte, el rendimiento de la turbina varía dependiendo de la temperatura de admisión del aire, por lo que la generación de energía eléctrica variará a lo largo del año debido a ello y no solo por las variaciones en la producción como se puede haber.

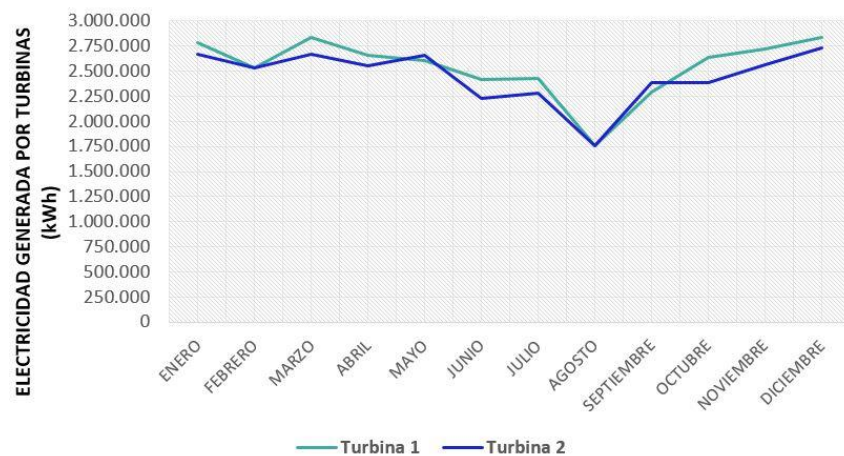


Figura 27: Generación de energía eléctrica por turbina

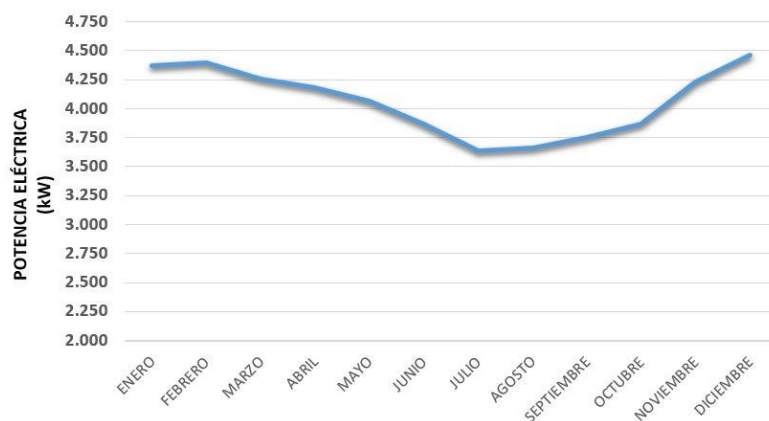


Figura 28: Potencia eléctrica desarrollada por las turbinas

En las **Figura 29** y **Figura 30** se pueden ver la distribución de caudales máscicos medios calculados tanto en la Turbina 1 como en la Turbina 2 respectivamente.



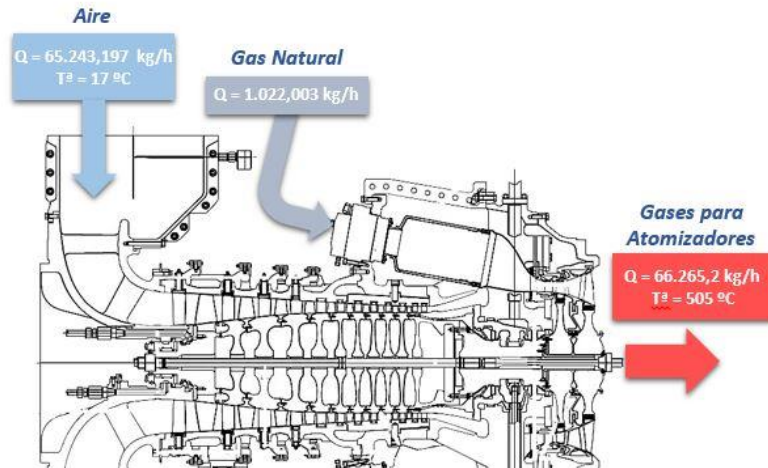


Figura 29: Caudales máscicos de la Turbina 1

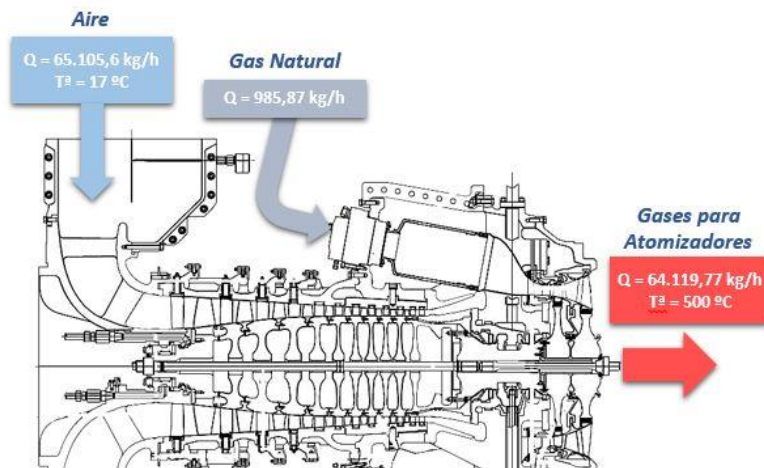


Figura 30: Caudales máscicos de la Turbina 2

### 1.8.2.- Atomizadores

En el caso de los atomizadores el consumo de energía térmica se realiza en el secado de la barbotina. Para ello se utilizan los gases provenientes de las turbinas a altas temperaturas, aunque en ocasiones, este calor aportado no es suficiente y se tiene que añadir mayor energía térmica para aumentar la temperatura de los gases, por lo que habrá que quemar una determinada cantidad de GN. Hay que tener en cuenta que la empresa cuenta con 5 atomizadores, pero nunca se usan los cuatro a la vez. Los dos de mayores dimensiones siempre se usan y de los tres más pequeños, solo se usan dos junto con los grandes, el otro se reserva para cambiar de tipo de producto a atomizar.

El montaje de la instalación de aprovechamiento de los gases de las turbinas para los atomizadores puede verse esquemáticamente en la **Figura 31**.

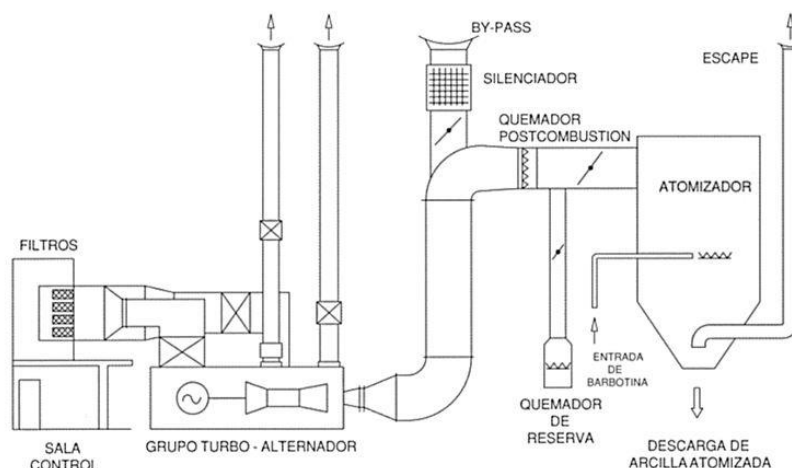


Figura 31: Conexión turbinas-atomizadores

Los datos de partida del consumo energético térmico con uso de GN del conjunto de los cinco atomizadores es de 75.405 kWh en un año. Como se puede ver, este consumo no es excesivo ya que se aprovecha todo el calor generado por las turbinas de gas.

En la **Figura 32** se puede observar el desglose del consumo global de los atomizadores en los diferentes meses del año 2013.

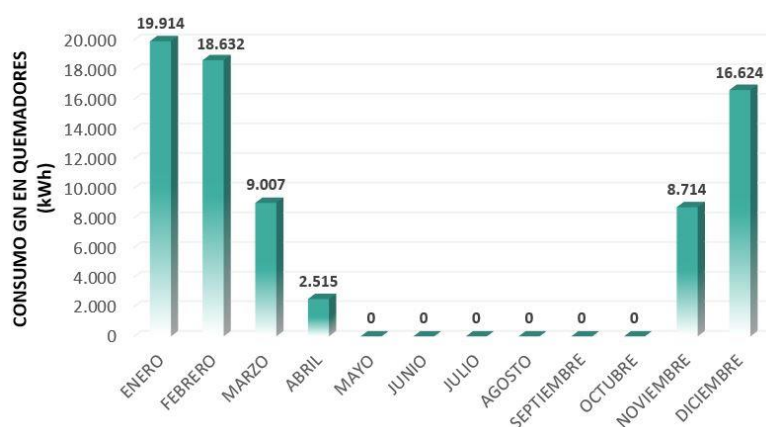


Figura 32: Consumos térmico de los atomizadores

Viendo la anterior gráfica podemos ver que hay meses que no se consume ninguna cantidad de GN en los quemadores en vena de aire para los atomizadores, lo que significa que no solo se cumplirán las necesidades térmicas de los atomizadores, sino que seguramente, habrá ocasiones en las que no hará falta generar tanta energía térmica en las turbinas, por lo que en estas se podría enfriar el aire de admisión sin que afectara al consumo de los atomizadores o se podría disminuir el consumo de GN en las turbinas.

Como se puede observar, el consumo de energía térmica varía dependiendo de la época del año, siendo mayor en los meses más fríos del año.



El uso anual medio de los atomizadores ronda las mismas horas que las turbinas, ya que, dependiendo de qué atomizador, tendrá un uso de unas 7000 horas anuales.

El uso de energía térmica media por atomizador mediante el quemado de GN en los quemadores en vena de aire es el siguiente:

- Atomizador 1: 18.097,41 kWh
- Atomizador 2: 17.343,35 kWh
- Atomizador 3: 13.573,05 kWh
- Atomizador 4: 12.064,94 kWh
- Atomizador 5: 14.327,11 kWh

Esta energía térmica se produce con la combinación de GN y aire. Dicho aire se encuentra a temperatura ambiente, por lo que el rendimiento también varía constantemente a lo largo del año, debido a los diferentes cambios de temperatura que aparecen, siendo la temperatura media anual de unos 18 °C.

Por lo tanto, tal y como aumenta la temperatura del aire ambiente, tendremos un mayor poder calorífico en los gases generados en la combustión del GN con el aire y con ello la posibilidad de producir una mayor cantidad de polvo atomizado en los meses de verano si fuese necesario.

Después de usar dichos gases calientes para quitar el agua de la barbotina, estos gases, que son prácticamente en su totalidad vapor de agua, son expulsados al exterior mediante diferentes chimeneas. Dichos gases aún tienen una cierta temperatura que podría ser aprovechada para otro uso. La temperatura de los gases expulsados al exterior, así como los caudales expulsados al exterior por cada atomizador son los siguientes:

- Caudal másico gases escape Atomizador 1: 24.691,25 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape Atomizador 1: 107,2 °C
- Caudal másico gases escape Atomizador 2: 20.723,36 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape Atomizador 2: 105,7 °C
- Caudal másico gases escape Atomizador 3: 22.968,67 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape Atomizador 3: 101,8 °C
- Caudal másico gases escape Atomizador 4: 33.551,70 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape Atomizador 4: 105,6 °C
- Caudal másico gases escape Atomizador 5: 34.832,12 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape Atomizador 5: 107,9 °C

### 1.8.3.- Hornos

Los hornos, así como las turbinas de gas, son las zonas en las que mayor energía térmica se utiliza. En este caso el consumo energético térmico entre los cuatro hornos, es de 129.475.034,19 kWh en un año. El consumo por mes puede verse en la **Figura 33**.

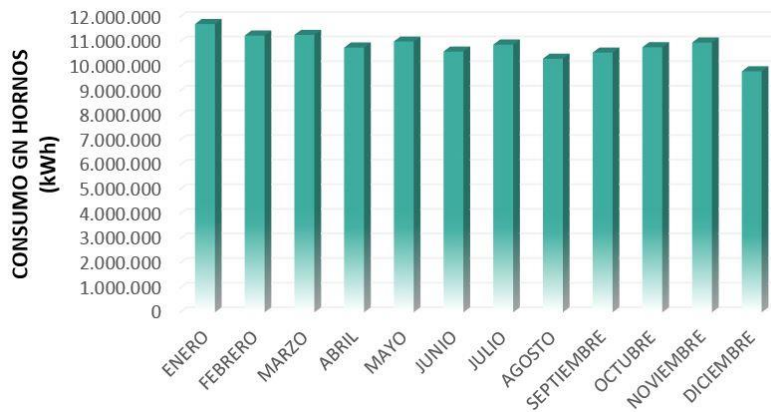


Figura 33: Consumo térmico de hornos

De los hornos 1 y 2 se aprovechan los gases de escape calientes de la zona de cocción mediante un intercambiador y de la zona de enfriamiento directamente en los secaderos, por lo que en principio, en estos hornos se aprovecha el potencial térmico de los gases que se expulsarían al exterior, usándolos en los secaderos.

Por otra parte, en los hornos 3 y 4, solo se aprovechan los gases del horno de la zona de enfriamiento para el posterior uso directamente en los secaderos. Todos los gases generados en la zona de cocción, es expulsada al exterior sin realizar ningún aprovechamiento de estos, con lo que es aquí donde se desperdicia una gran cantidad de energía térmica, la cual puede ser aprovechada mediante el uso de algún tipo de tecnología.

Lo que habrá que tener en cuenta es que está corriente de gases de los hornos tiene ciertos contaminantes conocidos, por lo que habrá que tener cuidado a la hora de aprovechar al máximo su potencial térmico.

El caudal de gases expulsados al exterior por los hornos 3 y 4, así como sus temperaturas, son las siguientes.

- Caudal másico gases de escape de H3 = 18.493,39 kg/h
- $T^a$  gases de escape de H3 = 267,8 °C
- Caudal másico gases de escape de H4 = 18.633,88 kg/h
- $T^a$  gases de escape de H4 = 266,3 °C

#### 1.8.4.- Secaderos

Los secaderos es otra de las zonas en las que se genera una menor cantidad de energía térmica a partir del GN, ya que se aprovechan los gases calientes provenientes de los hornos 1 y 2.

En este caso el consumo de energía térmica de los diez secaderos en total es de 4.016.639,51 kWh en un año. En la **Figura 34**, se puede ver desglosado por meses, el consumo anual del conjunto de los 10 secaderos. Además, sabemos el número de horas aproximado de uso de cada uno de los secaderos rondan las 4900 horas/año.

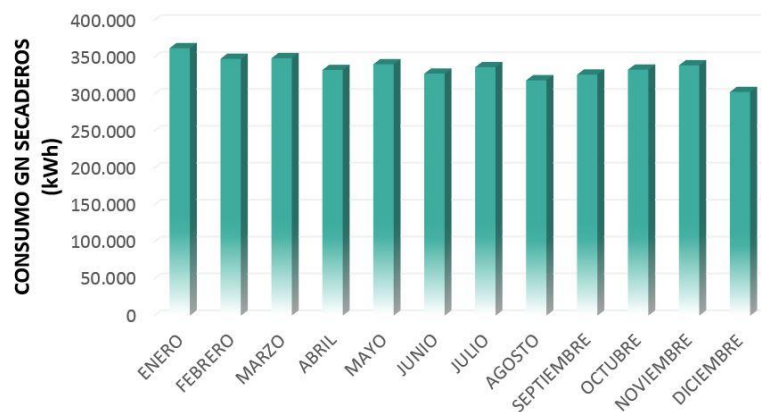


Figura 34: Energía térmica anual total de secaderos

También hay que tener en cuenta que todo el caudal másico de gases proveniente de los hornos, no llega a los secaderos. Esto es debido a que siempre existen pérdidas por fugas, pero sobretodo, por extracciones de aire que se realizan, mediante las compuertas de extracción de gases que hay en los conductos de transporte de dichos gases.

El caudal total de gases calientes y limpios procedentes de los cuatro hornos y que pueden ser aprovechables directamente en los secaderos, es de 75.903 Nm<sup>3</sup>/h, de los cuales, llega aproximadamente un 98,3 % a los secaderos, que es aprovechado para el secado del producto en crudo.

Por otra parte, los caudales de gases desaprovechados, prácticamente todo vapor de agua, y que son expulsados al exterior a una cierta temperatura son los siguientes:

- Caudal másico gases de escape de SEC1 = 7.338,04 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape de SEC1 = 108,15 °C
- Caudal másico gases de escape de SEC2 = 7.381,70 kg/h
- T<sup>a</sup> gases de escape de SEC2 = 107,13 °C

- Caudal másico gases de escape de SEC3 = 7.393,74 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC3 = 108,63 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC4 = 7.492,51 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC4 = 111,81 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC5 = 7.439,02 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC5 = 112,13 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC6 = 7.289,82 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC6 = 108,39 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC7 = 7.414,61 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC7 = 111,15 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC8 = 8.349,04 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC8 = 107,93 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC9 = 8.441,08 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC9 = 110,36 °C
  
- Caudal másico gases de escape de SEC10 = 8.622,67 kg/h
- $T^a$  gases de escape de SEC10 = 112,13 °C

Con estos datos, los datos de consumo y el de entrada de gases a los secaderos desde los hornos, podemos obtener también los gases desaprovechados que se expulsan al exterior antes de llegar a los secaderos.

---

#### 1.8.5.- Energía térmica residual

---

Como se ha visto anteriormente, existen diferentes procesos dentro del sistema productivo, en los que se expulsan gases al exterior con un determinado calor residual.

Este calor residual puede ser más o menos aprovechable dependiendo para el uso que lo queramos. En este caso, parte del calor residual de las diferentes corrientes gaseosas, se podría transformar, por ejemplo, en corrientes de aire a baja temperatura mediante sistemas de enfriamiento por absorción, para su posterior uso en el aire de admisión de las turbinas y conseguir con ello un mayor rendimiento de estas y una mayor generación eléctrica.

## 1.9.- Solución adoptada

Una vez realizado el estudio de los flujos energéticos de los sistemas en los que se consume una mayor cantidad de energía, y visto los caudales y temperaturas de la expulsión de gases al exterior con cierta energía térmica, ya puedo decantarme por una solución.

A partir de los datos anteriores, tenemos varios datos destacados:

- Existe un caudal significativo de gases a alta temperatura no aprovechados que provienen de la zona de cocción de los hornos 3 y 4, aunque dichos gases contienen diferentes productos corrosivos debido a las diferentes reacciones químicas que se producen en la cocción de los azulejos, por lo que habría que ver hasta que temperatura se podrían aprovechar en un intercambiador.
- En los atomizadores también se produce un desperdicio de energía expulsada al exterior, pero en este caso, en gases que se componen principalmente por vapor de agua y a una temperatura menor, por lo que en principio no parece tan interesante.
- En los secaderos, ocurre lo mismo que en los atomizadores. Tenemos una corriente gaseosa con gran contenido en humedad y a una temperatura que ronda los 100 °C, por lo que no parece un caudal muy aprovechable.

---

### 1.9.1.- Energía térmica aprovechable

---

La energía térmica residual del proceso con mayor potencial de aprovechamiento será sin duda, la contenida en los gases de escape de los hornos 3 y 4, por lo que me centraré en la forma de aprovechar esta energía.

Por todo ello, y cómo podemos aprovechar energía térmica a partir de la actual instalación, se ha decidido enfriar el aire de admisión a la turbina, aprovechando este caudal de aire residual, mediante un sistema de enfriamiento por absorción.

Además también se podría optar por otra medida de enfriamiento del aire de admisión a partir del uso de parte de los gases de escape de la turbina, para dirigirlos a la máquina de absorción y generar frío para reducir la temperatura de los gases de admisión hacia la turbina, pero al tener una energía térmica residual aprovechable, se ha optado por la opción del aprovechamiento del caudal de los hornos.

---

### 1.9.2.- Sistema de enfriamiento por absorción

---

Para el aprovechamiento del calor para producir frío, será necesario disponer de varios sistemas, a parte de la máquina de absorción. Estos diferentes equipos a utilizar serán:

- **Intercambiador Aire-Agua**, el cual nos reducirá la temperatura del aire de entrada a la turbina.
- **Máquina de absorción**, que será la que nos generará la una determinada potencia frigorífica a partir de una fuente de calor como son los gases de escape de los hornos o parte de los gases de escape de las turbinas.
- **Torre de refrigeración**, la cual refrigerará el agua del circuito de absorción.

---

### 1.9.3.- Elección del Intercambiador Aire-Agua

---

El primer sistema que será necesario elegir será el intercambiador de Aire-Agua para intercambiar una determinada potencia frigorífica con el aire de entrada a las turbinas.

Este aire, cuya temperatura dependerá de las condiciones climáticas, por lo general estará más caliente que la masa de agua que saldrá de la máquina de absorción, ya que sale a una temperatura de 6,7 °C.

Por tanto, como sabemos el caudal de aire que entra en la turbina y las diferentes temperaturas a lo largo del año, podemos saber la potencia a intercambiar con la corriente de agua para conseguir que el aire entre a la turbina a una temperatura máxima de 10 °C.

Para dicho cálculo se han obtenido los datos climatológicos de la población de Almazora, ya que está cerca de la empresa, y se ha visto que el mes más caluroso tiene una temperatura media de 29,5 °C. Como será el caso más desfavorable, consideraremos una temperatura ambiente un poco mayor, que será de 32 °C.

Otra punto a tener en cuenta es que la humedad relativa de la zona en verano y más en concreto en el mes de Agosto ronda el 70%, por lo que habrá que tenerlo en cuenta a la hora de sacar las entalpías de los gases en el diagrama psicométrico.

Los datos de partida son los siguientes:

- $T^a$  agua fría (entrada agua): 6,7 °C
- $T^a$  agua salida (salida agua): 12,2 °C
- $T^a$  aire a turbina (salida aire): 10 °C
- $T^a$  aire ambiente (entrada aire): 32 °C

Para estos datos, a partir del diagrama psicométrico del aire, se pueden sacar las entalpías que queremos y que nos dan:

- $T^a$  33 °C y 70% de HR  $\rightarrow h = 90,88 \text{ kJ/kg}$
- $T^a$  10 °C con HR cercana al 100%  $\rightarrow h = 29,36 \text{ kJ/kg}$ .

Ahora ya podemos pasar a sacar la potencia de intercambio necesaria mediante la siguiente ecuación:

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Donde:

- $Q$ , es la potencia necesaria para el intercambio térmico, dada en  $kW$ .
- $\dot{m}$ , es el caudal másico del aire de entrada al compresor, que es obtenido mediante la tabla del fabricante a partir de la temperatura del aire de entrada y el caudal másico de consumo de gas, dada en  $kg/seg$ .
- $\Delta h$ , es la variación de energía entre la entrada y salida de los gases en el intercambiador, dada en  $kJ/kg$  o  $kWh/kg$ .

Como sabemos que el caudal de aire de entrada a la turbina es de aproximadamente 18,953 kg/seg para el caso más desfavorable, ya podemos sacar la potencia intercambiada necesaria, dando un valor de **2331,998 kW**, que considerando una eficiencia del intercambiador del 80% y un factor de sobredimensionamiento del 10%, nos dará una potencia de intercambio necesaria de **3206,469 kW**.

A partir de aquí y de forma análoga se obtendrá el caudal necesario de agua para dicha potencia con la siguiente ecuación:

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Se tendrá en cuenta que el  $C_p$  del agua es 4,1935 y que el salto de temperaturas es desde 6,7-12,2 °C

El caudal de agua necesario para dicha potencia y salto de temperaturas será de **500,484  $\frac{m^3}{h}$** .

---

#### 1.9.4.- Elección de la máquina de absorción

---

Con los datos obtenidos se ha buscado diferentes máquinas de absorción de la marca THERMAX del tipo de aprovechamiento directo de gases de escape, para evitar cualquier intercambiador adicional.

El modelo que cumple con las especificaciones de caudal y potencia frigorífica es el **ED 60C TCU**.

Este modelo tiene las siguientes especificaciones:

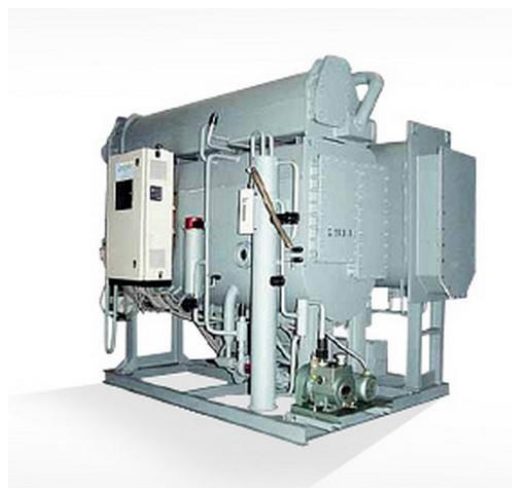


Figura 35: Máquina de absorción accionada por gases de escape

#### 1.9.4.1.- Características de la máquina de absorción

GASES DE ESCAPE	MODELO NUMERO ED 60C TCU
CAPACIDAD	
Frigorífica	3323 KW
AGUA REFRIGERADA	
Caudal	518.3 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	12.2/6.7 ° C
Perdida de carga	57.9 Kpa
AGUA ENFRIAMIENTO	
Caudal	945 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	29.4/34.6 ° C
Perdida de carga	60.8 Kpa
CIRCUITO DE GASES	
Entrada	275 – 600 ° C
Salida	170 – 200 ° C
Aportacion de Calor	2391 KW
CONSUMO ELECTRICO	18.1 KVA
DIMENSIONES (Largo/Ancho/Alto)	7.9/3.6/3.7 m
PESO EN SERVICIO	40.6 Tons

Tabla 8: Especificaciones máquina de absorción



### 1.9.5.- Necesidades de la Torre de Refrigeración

---

Con el sistema de enfriamiento por absorción se necesita una torre de refrigeración para enfriar el agua que circula por dentro del circuito. Para ello, a partir de los datos proporcionados por el fabricante de la máquina de absorción, podemos estimar las necesidades que tendría la torre de refrigeración para la máquina de absorción elegida.

Los datos que nos interesan para su cálculo son:

- Fluido: agua
- Tª entrada: 34.6 ° C
- Tª Salida: 29.4 °C
- Caudal de agua: 945 m³/h = 262,5 kg/s

A parte de esto también se sabe que el Cp del agua a esas temperaturas es de 4,178 kJ/kg°C, por lo que la potencia que habrá que disipar en la torre de refrigeración se calculará como anteriormente, utilizando la siguiente ecuación.

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Con ello y considerando un sobredimensionamiento del 20 % debido a las altas temperaturas que hay en la zona en los meses de verano, ha habrá que buscar una torre de refrigeración que sea capaz de disipar **6843,56 kW**.

### 1.10.- Necesidades térmicas en los gases de los hornos

La máquina de absorción, para activarse, requiere que los gases de escape que se aprovecharán estén a unas determinadas temperaturas. Estas necesidades son:

- Temperatura Entrada: 275-600 °C
- Temperatura Salida: 170-200 °C
- Aportación de Calor: 2391 kW

Por ello a partir de diferentes parámetros calculados sobre los hornos, se calculará la cantidad de GN a utilizar para elevar la temperatura de la corriente de gases hasta unos 280 °C, ya que de los hornos, la corriente gaseosa sale a una temperatura de unos 265 °C.

#### 1.10.1.- Entalpía y caudal másico de los gases de escape de los hornos

En este caso tendré dos corrientes, una que provendrá del horno 3 y otra del hornos 4. A partir de diferentes parámetros de los hornos, los cuales pueden verse en el Anexo de cálculos, he obtenido los siguientes valores para cada uno de los hornos:

$$\dot{m}_{Gases\ Escape\ H3} = 18.493,39 \text{ Kg/h}$$

$$h_{Gases\ de\ escape\ H3} = 1.576,41 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{Gases\ Escape\ H4} = 18.633,88 \text{ Kg/h}$$

$$h_{Gases\ de\ escape\ H4} = 1.564,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Después de unir estas dos corrientes, obtendré una nueva con los siguientes valores:

$$\dot{m}_{Gases\ Escape\ Hornos} = 37.127,27 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$h_{Gases\ Escape\ Hornos} = 1570,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Esta corriente estará a una temperatura aproximada de 267 °C.

#### 1.10.2.- Necesidades térmicas de la máquina de absorción

Sabemos que para que funcione la máquina de absorción elegida, a esta se le debe aportar una potencia calorífica de 2391 kW a una temperatura mínima de 275 °C.

Lo primero que consideré será una pérdida de energía por el transporte de la corriente gaseosa del 5 %, lo que supondrá una entalpía de **1491,88  $\frac{kJ}{kg}$**  a una temperatura de **253,7 °C**.

Por lo tanto habrá que subir la temperatura de la corriente hasta los 280 °C como deseamos o lo que es lo mismo subir la entalpía de los gases hasta **1646,57 kJ/kg**.

Para su obtención se ha realizado un balance de masas y energía, obteniendo los siguientes valores:

$$\dot{m}_{Gases\ Final} = 37278,694 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{GN} = 151,424 \frac{kg}{h}$$

Con esto ya se puede calcular el caudal de gases de escape necesario para la máquina de absorción, sabiendo que la salida de los gases, una vez pasados por el intercambiador llegará a una temperatura de 170 °C con una entalpía de **1236,226 kJ/kg**.

El valor obtenido del caudal másico necesario ha sido de:

$$\dot{m}_{necesario} = 20.977,2 \frac{kg}{h}$$

Por lo que si se podrá suministrar a la máquina de absorción con el caudal térmico necesario y corresponderá al **56,27 %** de la corriente total de gases proveniente de los hornos disponible.

Por lo tanto y con estos datos podemos asegurar el enfriamiento del aire a la entrada de las turbinas a la largo del año incluso con variaciones en la producción y con ello en la capacidad térmica de los gases de escape de los hornos.

### **1.11.- Parámetros para la evaluación energética**

En este apartado se indican los parámetros que se han tomado como base para la evaluación energética de la tecnología de enfriamiento mediante Enfriador de absorción.

---

#### **1.11.1.- Incremento de pérdida de carga en la admisión**

---

En el caso de instalar una batería aire/agua al sistema de aire de admisión provocará un incremento de pérdida de carga en la admisión de aproximadamente 20 mmca. Un valor típico de disminución de la potencia eléctrica generada por efecto del incremento de pérdida de carga en la aspiración es de 1 kW/mmca a la potencia nominal de la turbina.

---

#### **1.11.2.- Parámetros relevantes del sistema de enfriamiento**

---

Se ha considerado un COP del 1,4 para las máquinas de absorción con aprovechamiento directo de gases calientes. La temperatura alcanzable del aire de entrada a la turbina será de aproximadamente de 10 °, ya que dichas máquinas pueden enfriar el aire hasta 6,7 °C.

---

#### **1.11.3.- Periodos de explotación del sistema de enfriamiento**

---

Se ha supuesto que las turbinas de cogeneración trabajan todo el año, descontando las horas para mantenimiento preventivo y correctivo, así como los domingos, ya que en esos casos no se produce tierra atomizada. Así, el total de horas de funcionamiento considerado es de 7.392 h/año.

En cuanto a los sistemas de enfriamiento, sólo se mantendrán operativos cuando la temperatura del aire sea superior a 10°C, ya que debido a que tenemos una corriente térmica aprovechable, será lo más recomendable

### 1.12.- Situación sin enfriamiento del aire en las turbinas

En este caso se ha evaluado el comportamiento de la turbina a lo largo del año, para obtener diferentes parámetros de funcionamiento como son la potencia eléctrica generada, la potencia térmica consumida, el Heat Rate y así como los diferentes costes que tiene para la empresa, su puesta en funcionamiento. En este caso se tendrán en cuenta las temperaturas y HR obtenidas para la población de Almazora mes a mes. La temperatura media de la zona ronda los 18,12 °C con una humedad relativa del 67,08 %.

Los diferentes valores obtenidos han sido sacados a partir del desarrollo de diferentes ecuaciones para la obtención de los parámetros requeridos en diferentes situaciones, que en este caso será a diferentes temperaturas a lo largo del año. Se han evaluado las dos turbinas por separado ya que no funcionan con el mismo caudal de aire a lo largo del año.

Los diferentes datos obtenidos pueden verse en el Anexo de Cálculos, en los que se puede ver las variaciones en los caudales, consumos y generación de energía dependiendo de la temperatura de admisión del aire ambiente. Los valores que más nos interesan al fin y al cabo son los gastos por el consumo de GN y los beneficios que se obtienen por la generación de electricidad.

Estos datos pueden verse en la siguiente tabla:

MESES	TOTAL	
	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	528.492,09	375.266,87
FEBRERO	489.379,66	348.413,85
MARZO	540.960,17	379.276,33
ABRIL	516.273,54	358.933,92
MAYO	528.598,43	362.333,31
JUNIO	478.182,08	319.388,49
JULIO	502.580,35	324.117,81
AGOSTO	373.361,71	241.751,04
SEPTIEMBRE	490.576,24	322.184,42
OCTUBRE	516.590,12	345.163,93
NOVIEMBRE	519.456,20	363.252,25
DICIEMBRE	534.823,48	383.481,40
<b>TOTAL</b>	<b>6.019.274,08</b>	<b>4.123.563,61</b>

Tabla 9: Balance final del sistema sin enfriamiento

Como se puede observar, tanto los costes por consumo de GN como los ingresos por generación de electricidad son elevados, además de su fluctuación a lo largo del año, debido a que el rendimiento de la turbina está muy afectado por la temperatura ambiente y como esta temperatura varía tanto a lo largo del año, tendremos esas fluctuaciones no muy deseables tanto en el gasto como en los ingresos.

### 1.13.- Situación con enfriamiento del aire con calor de los hornos

Ahora se trata de enfriar el aire de admisión de las turbinas a 10 °C, gracias a las máquinas de absorción y a la corriente de gases residuales del proceso productivo de la empresa.

Por lo tanto, con las mismas ecuaciones que se han obtenido para el caso de funcionar la turbina sin enfriamiento de aire, se pasará a calcular los mismos datos pero considerando que la temperatura de entrada del aire será ahora a 10 °C.

Todos los datos obtenidos se pueden ver también en el Anexo de cálculos.

A continuación muestro los valores de consumo de GN y los beneficios que se obtienen por la generación de electricidad.

Estos datos pueden verse en la siguiente tabla:

TOTAL					
MESES	CAUDAL GN QUEMADOR GASES HORNO (kg/h)	CONSUMO ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNO (kWh)	COSTES ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNO (€/MES)	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
FEBRERO	153,748	44.279,49	1.260,64	494.412,29	353.299,30
MARZO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
ABRIL	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
MAYO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
JUNIO	153,748	46.124,47	1.313,16	515.012,80	368.020,10
JULIO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
AGOSTO	153,748	36.899,58	1.050,53	412.010,24	294.416,08
SEPTIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
OCTUBRE	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
NOVIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
DICIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	536.189,17	383.481,40
<b>TOTAL</b>	<b>153,748</b>	<b>566.408,53</b>	<b>16.125,65</b>	<b>6.324.933,10</b>	<b>4.520.027,33</b>

Tabla 10: Balance con sistema de enfriamiento

Para este caso, de forma diferente al anterior, he tenido que tener en cuenta el caudal de GN consumido en el proceso de calentar el aire que viene de los hornos en dirección a la máquina de absorción debido a que dicha corriente de gases tiene una temperatura de unos 265 °C y la máquina de absorción se activa para valores de temperatura por encima de 275 °C.

Como se puede observar, tanto los costes por consumo de GN como los ingresos por generación de electricidad han subido, pero en mayor medida el del ingreso de por venta de electricidad. Además la variación de los ingresos y gastos no varía tanto a lo largo del año como ocurría con el caso anterior.

### 1.14.- Comparación de los sistemas evaluados

La diferencia de gastos y beneficios se puede ver en la siguiente tabla:

DIFERENCIA		
COSTES TERMICOS (€/AÑO)	INGRESOS ELECTRICOS (€/AÑO)	BENEFICO CON ENFRIAMIENTO (€/AÑO)
321.784,66	396.463,72	74.679,06

Tabla 11: Balance final de los sistemas

Como se puede ver, al utilizar el actual sistema de enfriamiento del aire de la turbina, existe un mayor consumo de GN y con ello un mayor coste económico por la compra de mayor volumen, ya que se incrementaría la factura por GN en **321.784,66 € al año**, pero por otra parte, al usar el sistema de enfriamiento del aire a la entrada a la turbina, también ha aumentado la potencia desarrollada por la turbina y con ello, los ingresos por la venta de electricidad a la red, aumentando los ingresos en **396.463,72 € al año**.

Con estos datos, con el sistema de enfriamiento del aire, se obtendrían unos beneficios de **74.679,06 € al año**, con respecto a la situación de las turbinas sin enfriamiento del aire de admisión. Otros datos interesantes del uso de un sistema u otro a lo largo del año pueden verse en las siguientes gráficas:

#### 1.14.1.- Variación de la temperatura de admisión



Figura 36: Variación de la temperatura de admisión de las turbinas

Como se ve la temperatura del aire de admisión de la turbina permanecerá constante a lo del año y únicamente en diciembre la temperatura baja de 10 °C, por lo que en ese caso la máquina de absorción no funcionaría.

#### 1.14.2.- Variación de la potencia eléctrica generada



Figura 37: Variación de la Potencia Eléctrica generada por las turbinas

Como se observa en el gráfico, la potencia eléctrica generada es constante a lo largo del año si se tiene un sistema de enfriamiento, además de que la potencia generada siempre será mayor, ya que se tienen menores temperaturas a la entrada de la turbina, lo que provoca mayor densidad del aire de entrada y ello conlleva un mayor caudal másico de aire que hará girar con mayor potencia la turbina.

#### 1.14.3.- Variación de la potencia térmica consumida



Figura 38: Variación de la potencia térmica consumida por las turbinas

Este es parecido al caso de la energía generada pero en este caso, al tener un aire más frío a la entrada y con mayor densidad, se necesitará mayor energía para calentar la corriente de aire a una determinada temperatura. Por ello, siempre habrá un mayor consumo y gasto de energía térmica, con el sistema de enfriamiento del aire.



#### 1.14.4.- Variación del Heat Rate



Figura 39: Variación del Heat Rate en las turbinas

En este caso, el Heat Rate también se mantiene constante en el caso del enfriamiento del aire pero no sin enfriamiento debido a que este parámetro mide la cantidad de energía térmica que hace falta por cada kWh eléctrico generado. Por ello sus mayores valores son en verano, ya que necesitas mayor aporte térmico para generar una misma potencia eléctrica.

#### 1.14.5.- Variación del caudal de gases de escape



Figura 40: Variación del caudal de gases de escape en las turbinas

La variación del caudal de gases de escape a lo largo del año es debido a que al aumentar las temperaturas como en los meses de verano, la densidad del aire baja y con ello, aumenta su volumen específico, lo que provocará que entre menos aire en la turbina.

#### 1.14.6.- Variación de los costes térmicos



Figura 41: Variación de los costes térmicos en las turbinas

Esta variación de los costes térmicos es debida a que las turbinas no tienen el mismo tiempo de utilización cada uno de los meses, aunque se puede ver como en todo momento hay un mayor coste térmico en el sistema con enfriamiento de aire.

#### 1.14.7.- Variación de los ingresos eléctricos

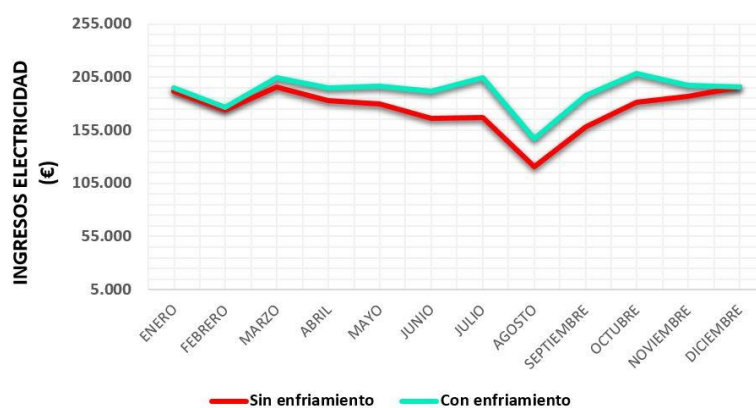


Figura 42: Variación de los ingresos económicos en las turbinas

En este caso también hay variación, pero se puede ver que en el caso del sistema con enfriamiento, la variación de los ingresos es menos significativa, lo que es bueno para la empresa, ya que no depende de la temperatura que haga cada mes.

### 1.15.- Conclusiones

Las conclusiones que se pueden extraer del presente estudio son las siguientes:

La solución con enfriadores sale casi siempre en cuenta, aunque los resultados económicos son mejores en turbinas de mayor potencia.

La solución con enfriadores de absorción resulta más rentable en el caso de las de tener un calor residual no aprovechable, además el uso de máquinas de absorción para enfriar el aire de entrada a las turbinas es beneficioso debido a que las turbinas la potencia aeroderivadas, disminuyen considerablemente su potencia eléctrica generada con el aumento de temperatura del aire de admisión.

Aunque el enfriamiento con máquina de absorción es bueno para obtener unos mayores beneficios respecto a una situación sin enfriadora del aire de admisión, hay que tener muy en cuenta el coste de la máquina de absorción, así como el coste de todos los sistemas necesarios para su puesta en funcionamiento debido a que el beneficio con el actual marco legislativo no es del todo elevado, en comparación con el beneficio que se obtenía con el anterior marco legislativo.

En definitiva, parece claro que la inclusión de un enfriador por absorción para el aire de las turbinas es bastante rentable y medioambientalmente también es beneficioso al permitir ahorrar consumo de energía primaria, aunque el beneficio dependerá principalmente de dos factores, el coste del GN y el precio de venta de la energía eléctrica generada.



## **2. ANEXO DE CÁLCULOS**



## 2.1.- Combustión perfecta del GN

La combustión es la reacción rápida de oxidación que tiene lugar entre el combustible, en este caso, el GN y el oxígeno del aire y en la que se libera una gran cantidad de calor.

Los combustibles están compuestos fundamentalmente por carbono, hidrógeno y azufre, junto con pequeñas cantidades de otros elementos.

El aire, aparte del oxígeno, contiene cantidades importantes de nitrógeno, aproximadamente un 79 %, pero el nitrógeno no tiene ningún papel activo en la combustión.

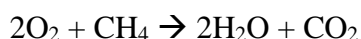
Se dice que la combustión es completa cuando todos los productos resultantes de la reacción están en el máximo grado de oxidación posible, es decir, que todos los oxígenos reaccionan con todos los componentes del combustible.

Cuando se aporta el oxígeno en la cantidad justa y necesaria para que la combustión sea completa, se dirá que la combustión es estequiométrica o perfecta, aunque este tipo de combustión no se usa en procesos reales, ya que siempre se trabaja con un exceso de oxígeno para asegurarse la oxidación completa de los compuestos del combustible.

El GN está compuesto por Propano, Metano, Etano, Butano, Pentano, Hexano, Dióxido de Carbono y Nitrógeno, aunque estos dos últimos no tienen un papel activo en la combustión, por tanto, la combustión de cada uno de los anteriores compuestos con el oxígeno, producirá CO<sub>2</sub> y agua.

Por tanto la combustión perfecta de estos compuestos en moles será la siguiente:

➤ **Metano:**

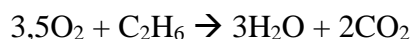


O<sub>2</sub> consumido = 2 moles / mol de CH<sub>4</sub>

H<sub>2</sub>O producido = 2 moles / mol de CH<sub>4</sub>

CO<sub>2</sub> producido = 1 mol / mol de CH<sub>4</sub>

➤ **Etano:**

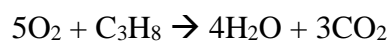


O<sub>2</sub> consumido = 3,5 moles / mol de C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>

H<sub>2</sub>O producido = 3 moles / mol de C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>

CO<sub>2</sub> producido = 2 moles / mol de C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>

➤ **Propano:**

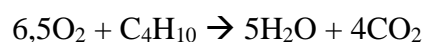


$\text{O}_2$  consumido = 5 moles / mol de  $\text{C}_3\text{H}_8$

$\text{H}_2\text{O}$  producido = 4 moles / mol de  $\text{C}_3\text{H}_8$

$\text{CO}_2$  producido = 3 moles / mol de  $\text{C}_3\text{H}_8$

➤ **Butano:**

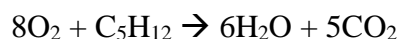


$\text{O}_2$  consumido = 6,5 moles / mol de  $\text{C}_4\text{H}_{10}$

$\text{H}_2\text{O}$  producido = 5 moles / mol de  $\text{C}_4\text{H}_{10}$

$\text{CO}_2$  producido = 4 moles / mol de  $\text{C}_4\text{H}_{10}$

➤ **Pentano:**

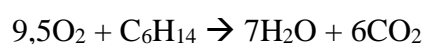


$\text{O}_2$  consumido = 8 moles / mol de  $\text{C}_5\text{H}_{12}$

$\text{H}_2\text{O}$  producido = 6 moles / mol de  $\text{C}_5\text{H}_{12}$

$\text{CO}_2$  producido = 5 moles / mol de  $\text{C}_5\text{H}_{12}$

➤ **Hexano:**



$\text{O}_2$  consumido = 9,5 moles / mol de  $\text{C}_6\text{H}_{14}$

$\text{H}_2\text{O}$  producido = 7 moles / mol de  $\text{C}_6\text{H}_{14}$

$\text{CO}_2$  producido = 6 moles / mol de  $\text{C}_6\text{H}_{14}$



## 2.1.1.- Combustión estequiométrica de un mol de GN

COMPONENTE	FORMULA	% VOLUMEN
METANO	CH <sub>4</sub>	89,48
ETANO	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	7,41
PROPANO	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,59
BUTANO	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,44
NITROGENO	N <sub>2</sub>	0,58
DIOXIDO DE CARBONO	CO <sub>2</sub>	0,084
PENTANO	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,018
HEXANO	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,009

Tabla 12: Porcentaje de componentes del GN

COMPONENTE	PCS (kcal/Nm <sup>3</sup> )
METANO	9530
ETANO	16860
PROPANO	24350
BUTANO	31800
PENTANO	40600
HEXANO	48760

Tabla 13: PCS componentes GN

$$PCS_{GN} \text{ (kcal/Nm}^3\text{)} = 0,8948 * 9530 + 0,0741 * 16860 + 0,0159 * 24350 + 0,0044 * 31800 + 0,00018 * 40600 + 0,00009 * 48760 = 10.315,55 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}$$

$$PCS_{GN} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right) = 10.315,55 * \frac{3600}{860} = 43.181,37 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

$$PCS_{GN} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right) = \frac{10.315,55}{860} = 11,995 \frac{\text{kW}}{\text{Nm}^3}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ mol de GN} &= 0,8948 \text{ moles de CH}_4 + 0,0741 \text{ moles de C}_2\text{H}_6 \\ &+ 0,0159 \text{ moles de C}_3\text{H}_8 + 0,0044 \text{ moles de C}_4\text{H}_{10} \\ &+ 0,00018 \text{ moles de C}_5\text{H}_{12} + 0,00009 \text{ moles de C}_6\text{H}_{14} \\ &+ 0,00579 \text{ moles de N}_2 + 0,00084 \text{ moles de CO}_2 \end{aligned}$$

Con los datos anteriores ya podemos obtener el consumo de O<sub>2</sub> y la producción de H<sub>2</sub>O y CO<sub>2</sub> que existen en la combustión perfecta del GN que le llega a la empresa.

- $O_2$  consumido =  $0,8948 * 2 + 0,0741 * 3,5 + 0,0159 * 5 + 0,0044 * 6,5 + 0,00018 * 8 + 0,00009 * 9,5 = 2,1593 \frac{\text{moles } O_2}{\text{mol GN}}$
- $H_2O$  producido =  $0,8948 * 2 + 0,0741 * 3 + 0,0159 * 4 + 0,0044 * 5 + 0,00018 * 6 + 0,00009 * 7 = 2,0992 \frac{\text{moles } H_2O}{\text{mol GN}}$
- $CO_2$  producido =  $0,8948 * 1 + 0,0741 * 2 + 0,0159 * 3 + 0,0044 * 4 + 0,00018 * 5 + 0,00009 * 6 = 1,1097 \frac{\text{moles } CO_2}{\text{mol GN}}$

COMPONENTE	% EN VOLUMEN	PESO MOLAR (g)	PESO POR CADA MOL DE GN (g)	% EN MASA
METANO	89,48	16,0426	14,3549	80,8267
ETANO	7,41	30,0694	2,2281	12,5458
PROPANO	1,159	44,0962	0,7011	3,9477
BUTANO	0,44	58,123	0,2557	1,4399
PENTANO	0,0018	72,1498	0,1625	0,9149
HEXANO	0,009	86,1766	0,0369	0,2082
N2	0,58	28,0139	0,0129	0,0731
CO2	0,084	44,0098	0,0077	0,0437
		<b>TOTAL</b>	<b>17,7601</b>	

Tabla 14: Peso moles GN

Por tanto cada mol de GN tendrá un peso molar de 17,7601 gramos. Ahora vamos a ver cuántos moles de GN habría en 1 kg de este gas.

$$\circ \text{ N}^\circ \text{ moles} = 1000 / 17,7601 = 56,306 \text{ moles de GN}$$

Sabiendo en peso por mol en kg del O, H y del C, tal y como se muestra en la tabla siguiente, podremos sacar los pesos de lo que queremos.

Peso mol O (kg/mol)	Peso mol H (kg/mol)	Peso mol C (kg/mol)
0,0159994	0,00100797	0,01201115

Tabla 15: Peso mol de O, H y C

Ahora ya podemos saber el peso de los diferentes compuestos que aparecen en la reacción estequiométrica del GN.

- $O_2$  consumido =  $2,15934 * 56,306 * 0,0319988 = 3,8905 \frac{Kg}{Kg GN}$
- $H_2O$  producido =  $2,09921 * 56,306 * 0,0180152 = 2,1294 \frac{Kg}{Kg GN}$
- $CO_2$  producido =  $1,10974 * 56,306 * 0,0440098 = 2,7499 \frac{Kg}{Kg GN}$

AIRE	% COMPONENTES
NITROGENO	78,07
OXIGENO	20,95
DIOXIDO DE CARBONO	0,03
HIDROGENO	0,01
ARGON	0,93
NEON	0,0018

Tabla 16: Composición del aire

Sabiendo la composición del aire, podemos sacar el consumo de aire estequiométrico por kg de consumo de GN, para que se oxide todo el GN.

- $Aire\ consumido = \frac{0,0319988 * 2,15934 * 56,306}{0,2095} = 18,57 \frac{Kg\ aire}{Kg\ GN}$

Es decir, necesitaremos aproximadamente 18,5 kg de aire por cada kg de GN usado en la combustión de dicho gas para que se quemé por completo todos los compuestos del GN, sin que se quede ningún compuesto sin quemar.

## 2.2.- Datos de las turbinas Alstom TYPHOON SGT-100



Figura 43: Turbina Alstom SGT100

### 2.2.1.- Especificaciones

- Fabricante de la turbina: Alstom
- Tipo de turbina: Tifon
- Fecha de fabricación: 1995
- Poder de calificación ISO: 4,2 MW
- Eficiencia: 27,92 %
- R.p.m.: 16500
- Etapas del compresor: 10
- Configuración de combustible: gas natural o combustible diésel.
- Montaje: montado en marco.
- Inyección de agua: no
- CAJA DE CAMBIOS:
  - o Fabricante: Allen marchas.
  - o Fecha de fabricación: 1995.
  - o Tipo: estrella.
  - o Rpm: 1500
- ALTERNADOR:
  - o Fabricante: Gec – Alstom.
  - o Fecha de fabricación: 1995.
  - o Salida de potencia kVA: 6090.

- Rpm: 1500.
- Hertz: 50.
- Factor de potencia: 0,8.
- kW: 5176,5.
- Amperios: 320.
- Voltios: 11000.
  
- EQUIPOS ELÉCTRICOS:
  - Control del motor: Auto y Manual.
  - Medición y protección: 350/1-a clase 1.
  - Protección de alto voltaje.
  - Transformador de alta tensión.
  - Transformador de la red.
  
- OTROS SISTEMAS:
  - Sistema de control modular.
  - Filtración de aire de entrada.
  - Silenciador en la entrada del aire.
  - Silenciador en los gases de escape.
  - Conducto de gases de escape.
  - Detectores de fuego.
  - Detectores de Gas.

Las demás prestaciones de este modelo de turbina pueden verse en el apartado “Otros Anexos”.

## 2.3.- Balances energéticos

A continuación se muestran los cálculos de los diferentes caudales másicos que se obtienen en cada uno de los procesos en los que interviene energía térmica, para posteriormente determinar los procesos de los que se podría aprovechar energía térmica excedente.

### 2.3.1.- Turbinas

#### 2.3.1.1.- Caudales másicos

Datos de partida:

- Caudal de salida medio de las dos turbinas: 18,407 kg/s
- Tª turbinas: 500 °C
- Energía térmica consumida T1 anual: 102.551.378,455 kWh
- Energía térmica consumida T2 anual: 98.925.170,436 kWh
- Energía eléctrica generada T1 anual: 30.503.439,649 kWh
- Energía eléctrica generada T2 anual: 29.423.367,718 kWh
- Combustión estequiométrica: 18,57 unidades aire/unidad GN
- PCS GN: 10.316 kcal/Nm<sup>3</sup>
- PCI GN: 9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>
- Densidad GN: 0,7955 kg/Nm<sup>3</sup>

Por otra parte, hay que tener en cuenta que las turbinas trabajan durante 24 horas al día siempre y cuando se pueda, pero durante el año se realizan tareas de mantenimiento preventivo de manera alternante con una u otra turbina, que duran alrededor de 18 horas por turbina y que se realizan una vez cada dos meses, por lo que entre unas cosas y otras, las turbinas están paradas durante un día entero cuando se les llevan a cabo las diferentes tareas de mantenimiento. Además, en el mes de Agosto permanecen las turbinas prácticamente paradas, ya que por lo general 10 días de ese mes no se ponen en marcha y también la mayoría de los domingos también se paran las turbinas, ya que no se atomiza tierra.

Como media, las turbinas están en funcionamiento 307 días al año, lo que supone más de 7000 horas de funcionamiento al cabo del año. A continuación en el siguiente gráfico, se pueden observar el tiempo que acumulan en marcha las dos turbinas durante el año 2013.

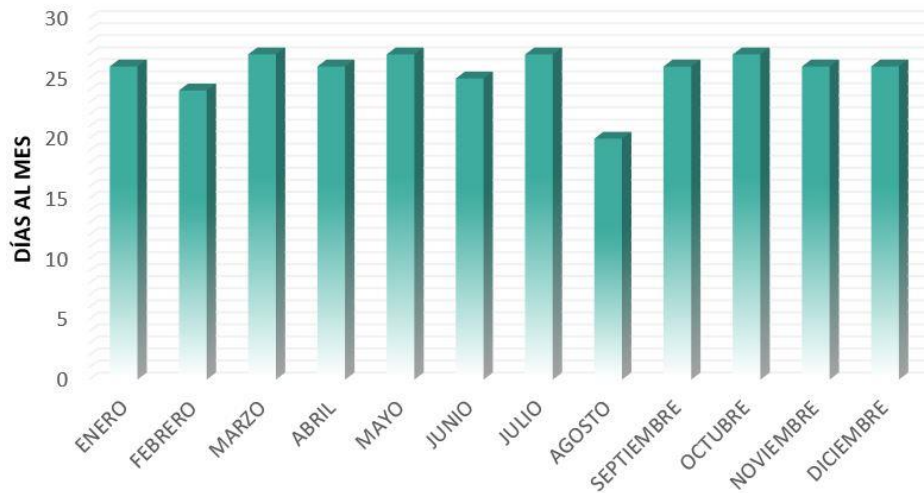


Figura 44: Días de uso de las turbinas

Lo primero que calcularé ahora serán las horas de funcionamiento de cada una de turbinas teniendo en cuenta los datos del 2013.

### Turbina 1:

$$\text{Horas Anuales } T1 = 307 * 24 = 7.368 \text{ horas/año}$$

- $ET_{T1_{hora}} = \frac{102.551.378,455}{7368} = 13.918,48 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{T1_{hora}} = 13.918,48 * 860 = 11.969.894,88 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora de la T1, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{11.969.894,88}{9317} = 1.284,737 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 1.284,73 * 0,7955 = 1.022,003 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 18,407 * 3600 = 66.265,2 \text{ Kg/h}$

Con estos datos ya tenemos el caudal másico de entrada de aire medio, ya que  $\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida}$ .

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = \dot{m}_{GE} - \dot{m}_{GN} = 66.265,2 - 1.022,003 = 65243,197 \text{ Kg/h}$

Lo que supone un caudal de aire a la entrada de la turbina 1 de 18,123 kg/s.

En este caso no hará falta comprobar si se produce una combustión con exceso de aire, ya que para que se produzca una combustión correcta, se recomienda aproximadamente 18,5 unidades de aire por cada una de GN, y en este caso es mucho mayor.

Por otra parte pasamos a calcular la EE generada por la turbina por hora, ya que tenemos los datos de la EE generada a lo largo del año. Para ello, cogeremos el valor medio de EE generada por mes de la T1. Lo mismo podemos hacer para calcular el Heat Rate de la turbina 1.

- $EE_{T1_{año}} = 30.503.439,649 \text{ kWh}$
- $EE_{T1_{hora}} = \frac{30.503.439,649}{7.368} = 4.139,99 \text{ KWh}$
- $Heat Rate = \frac{102.551.378,455}{30.503.439,649} = 3,3619 \frac{kJ}{kWh}$

### **Turbina 2:**

$$Horas Anuales T2 = 307 * 24 = 7.368 \text{ horas/año}$$

- $ET_{T2_{hora}} = \frac{98.925.170,436}{7.368} = 13.426,33 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{T2_{hora}} = 13.426,33 * 860 = 11.546.643,8 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora de la T2, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{11546643,8}{9317} = 1239,31 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 1239,31 * 0,7955 = 985,87 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 18,0849 * 3600 = 65.105,64 \text{ Kg/h}$

Con estos datos ya tenemos el caudal másico de entrada de aire, ya que  $\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida}$ .



- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = \dot{m}_{GE} - \dot{m}_{GN} = 65.105,64 - 985,87 = 64.119,77 \text{ Kg/h}$

Lo que supone un caudal de aire a la entrada de la turbina 2 de 17,812 kg/s.

En este caso tampoco hará falta comprobar si se produce una combustión con exceso de aire, ya que para que se produzca una combustión correcta, se recomienda aproximadamente 18,5 unidades de aire por cada una de GN, y en este caso es mucho mayor.

Por otra parte pasamos a calcular la EE generada por la turbina por hora, ya que tenemos los datos de la EE generada a lo largo del año. Para ello, cogeremos el valor medio de EE generada por mes de la T2. Lo mismo podemos hacer para calcular el Heat Rate de la turbina 2.

- $EE_{T2año} = 29.423.367,718 \text{ kWh}$
- $EE_{T2hora} = \frac{29.423.367,718}{7368} = 3.993,4 \text{ kWh}$
- $Heat Rate = \frac{102.551.378,455}{30.503.439,649} = 3,3619 \frac{kJ}{kWh}$

---

### 2.3.2.- Atomizadores

---

---

#### 2.3.2.1.- Caudales máxicos

Datos de partida:

- Caudal de entrada: 36,125 kg/s
- ET de gases entrada anual (turbinas): 201.814.828,692 MWh
- ET consumida ATM1 anual (ATM52): 18.097,41 kWh
- ET consumida ATM2 anual (ATM52): 17.343,348 kWh
- ET consumida ATM3 anual (ATM52): 13.573,055 kWh
- ET consumida ATM4 anual (ATM90): 12.064,938 kWh
- ET consumida ATM5 anual (ATM90): 14.327,1134 kWh
- Combustión estequiométrica: 18,57 unidades aire/unidad GN
- PCS GN: 10.316 kcal/Nm<sup>3</sup>
- PCI GN: 9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>
- Densidad GN: 0,7955 kg/Nm<sup>3</sup>

Por otra parte, hay que tener en cuenta que los atomizadores trabajan cuando están en funcionamiento las turbinas, pero durante el año se realizan tareas de mantenimiento de todos los atomizadores y sus sistemas.

Las tareas de mantenimiento duran unas 8 horas y se realizan una vez cada dos meses, además, en el mes de Agosto, los atomizadores permanecen parados durante unos 20 días y al igual que sucede con las turbinas, los domingos también.

A continuación se pueden observar los días de uso por atomizador y mes, con lo que vemos que su uso es ligeramente inferior al de las turbinas.



Figura 45: Días de uso de los atomizadores por mes

Además otra de las cosas que habrá que tener en cuenta es los días de uso anuales aproximados que se utilizan cada uno de los atomizadores. Dichas horas de uso podemos verlas en la “**Tabla 31**”.

ATOMIZADOR	DIAS DE USO ANUALES
ATM 1	308
ATM 2	308
ATM 3	203
ATM 4	202
ATM 5	203

Tabla 17: Días de uso anuales de los atomizadores

**Atomizador 1:**

$$\text{Horas Anuales ATM1} = 308 * 24 = 7392 \text{ horas/año}$$

- $ET_{ATM1\text{hora}} = \frac{18.097,41}{7392} = 2,448 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{ATM1\text{hora}} = 2,448 * 860 = 2.105,28 \text{ kcal/h}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del ATM1, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{2105,28}{9317} = 0,226 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 0,226 * 0,7955 = 0,1797 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de entrada medio proveniente de las turbinas por hora. En este caso al ATM1 le entran de media unos 6,858 kg/s.

- $\dot{m}_{G\_EN} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 9,3199 * 3.600 = 33.551,704 \text{ Kg/h}$

En el caso del quemado de GN para los atomizadores, se hace con una relación de exceso de aire medio de 20:1, por lo que tendremos 20 kg de aire, a temperatura ambiente, por 1 kg de GN consumido.

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 0,1797 * 20 = 3,594 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora, que serán la suma de todos los gases que entran en el atomizador.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 0,1797 + 33.551,704 + 3,594 = 33555,48 \text{ Kg/h}$

Estos gases de escape se encuentran a una Temperatura de  $103,25 \text{ °C}$  de media, siendo prácticamente en su totalidad vapor de agua. Un ejemplo de la distribución de los gases puede verse en la siguiente figura.

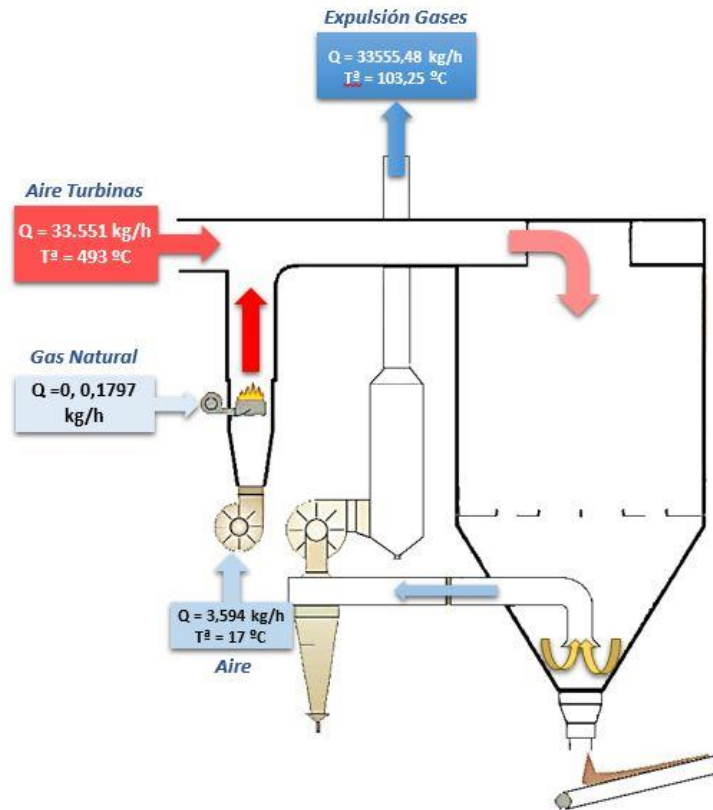


Figura 46: Caudales máscicos del Atomizador 1

### Atomizador 2:

$$\text{Horas Anuales ATM2} = 308 * 24 = 7392 \text{ horas/año}$$

- $ET_{ATM2_{hora}} = \frac{17.343,348}{7392} = 2,346 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{ATM2_{hora}} = 2,346 * 860 = 2017,759 \text{ kcal/h}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del ATM2, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{2017,759}{9317} = 0,2166 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 0,2166 * 0,7955 = 0,1723 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal máscico de gases de entrada medio proveniente de las turbinas por hora. En este caso al ATM2 le entran de media unos  $9,676 \text{ kg/s}$ .

- $\dot{m}_{G\_EN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 9,676 * 3600 = 34833,6 \text{ Kg/h}$

En el caso del quemado de GN para los atomizadores, se hace con una relación de exceso de aire medio de 20:1, por lo que tendremos 20 kg de aire, a temperatura ambiente, por 1 kg de GN consumido.

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,1723 * 20 = 3,446 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora, que serán la suma de todos los gases que entran en el atomizador.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,1723 + 34833 + 3,446 = 34.836,618 \text{ Kg/h}$

Estos gases de escape se encuentran a una Temperatura de 101,59 °C de media, siendo prácticamente en su totalidad vapor de agua.

### **Atomizador 3:**

$$\text{Horas Anuales ATM3} = 203 * 24 = 4.872 \text{ horas/año}$$

- $ET_{ATM3_{hora}} = \frac{13.573,055}{4.872} = 2,7859 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{ATM3_{hora}} = 2,7859 * 860 = 2395,9 \text{ kcal/h}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del ATM3, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{2395,9}{9317} = 0,257 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,257 * 0,7955 = 0,2046 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de entrada medio proveniente de las turbinas por hora. En este caso al ATM3 le entran de media unos 6,859 kg/s.

- $\dot{m}_{G\_EN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,859 * 3600 = 24692,4 \text{ Kg/h}$

En el caso del quemado de GN para los atomizadores, se hace con una relación de exceso de aire medio de 20:1, por lo que tendremos 20 kg de aire, a temperatura ambiente, por 1 kg de GN consumido.

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,2046 * 20 = 4,092 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora, que serán la suma de todos los gases que entran en el atomizador.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,2046 + 24692,4 + 4,092 = 24.696,697 \text{ Kg/h}$

Estos gases de escape se encuentran a una Temperatura de 100,74 °C de media, siendo prácticamente en su totalidad vapor de agua.

#### **Atomizador 4:**

$$\text{Horas Anuales ATM4} = 202 * 24 = 4.848 \text{ horas/año}$$

- $ET_{ATM4_{hora}} = \frac{12.064,938}{4.848} = 2,4886 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{ATM4_{hora}} = 2,4886 * 860 = 2.140,232 \text{ kcal/h}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del ATM4, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{2.140,232}{9317} = 0,2297 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,2297 * 0,7955 = 0,1827 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de entrada medio proveniente de las turbinas por hora. En este caso al ATM4 le entran de media unos 5,756 kg/s.

- $\dot{m}_{G\_EN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 5,756 * 3.600 = 41.040 \text{ Kg/h}$

En el caso del quemado de GN para los atomizadores, se hace con una relación de exceso de aire medio de 20:1, por lo que tendremos 20 kg de aire, a temperatura ambiente, por 1 kg de GN consumido.

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,1827 * 20 = 3,6547 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora, que serán la suma de todos los gases que entran en el atomizador.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,1827 + 20721,6 + 3,6547 = 20.725,4374 \text{ Kg/h}$

Estos gases de escape se encuentran a una Temperatura de 101,31 °C de media, siendo prácticamente en su totalidad vapor de agua.

### **Atomizador 5:**

$$\text{Horas Anuales ATM5} = 203 * 24 = 4.872 \text{ horas/año}$$

- $ET_{ATM5_{hora}} = \frac{14.327,1134}{4.872} = 2,941 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{ATM5_{hora}} = 2,941 * 860 = 2.529,006 \text{ kcal/h}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del ATM5, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{2.529,006}{9317} = 0,271 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,271 * 0,7955 = 0,2159 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de entrada medio proveniente de las turbinas por hora. En este caso al ATM5 le entran de media unos 6,38 kg/s.

- $\dot{m}_{G\_EN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,38 * 3600 = 22.968 \text{ Kg/h}$

En el caso del quemado de GN para los atomizadores, se hace con una relación de exceso de aire medio de 20:1, por lo que tendremos 20 kg de aire, a temperatura ambiente, por 1 kg de GN consumido.

- $\dot{m}_{AIRE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,2159 * 20 = 4,318 \text{ Kg/h}$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora, que serán la suma de todos los gases que entran en el atomizador.

- $\dot{m}_{GE} \left( \frac{kg}{h} \right) = 0,2159 + 22.968 + 4,318 = 22972,5339 \text{ Kg/h}$

Estos gases de escape se encuentran a una Temperatura de 102,15 °C de media, siendo prácticamente en su totalidad vapor de agua.

---

### 2.3.3.- Hornos

---

---

#### 2.3.3.1.- Caudales másicos

---

Datos de partida:

- ET consumida H3 anual: 64.767.391,26 kWh
- ET consumida H4 anual: 1664.333.069,02 kWh
- Caudal gases salida  $Q_{H3} = 16.586 \text{ Nm}^3/\text{h}$
- Caudal gases salida  $Q_{H4} = 16.712 \text{ Nm}^3/\text{h}$
- $T^a$  gases salida  $T_{H3} = 267,8 \text{ °C}$
- $T^a$  gases salida  $T_{H4} = 266,3 \text{ °C}$
- densidad gases salida  $T_{H3} = 1,115 \text{ kg/Nm}^3$
- densidad gases salida  $T_{H4} = 1,115 \text{ kg/Nm}^3$
- Caudal másico medio de aire comburente H3 = 15.123,34 kg/h
- Caudal másico medio de aire comburente H4 = 15.164,29 kg/h
- Combustión estequiométrica: 18,57 unidades aire/unidad GN
- PCS GN: 10.316 kcal/Nm<sup>3</sup>
- PCI GN: 9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>
- Densidad GN: 0,7955 kg/Nm<sup>3</sup>



Hay que tener en cuenta que los hornos son unas máquinas que trabajan a muy altas temperaturas, lo que provoca que no sea muy bueno para los hornos muchas veces al año, por lo que son los que más días trabajan al año sin parar, por lo general están en funcionamiento 24 horas al día siempre y cuando se pueda, y durante el año se realizan tareas de mantenimiento preventivo intentando no parar los hornos y en ocasiones, se realiza una parada larga para realizar unas tareas de mantenimiento más exhaustivas que duran más de un día, por lo que entre unas cosas y otras, los hornos no se paran completamente.

En el mes que trabajan durante un menor periodo es en el de Agosto, pero por lo demás, ya que no es bueno tampoco el disminuir y aumentar muchos grados la temperatura de los hornos, por las dilataciones que se producen en los materiales, los hornos se mantienen funcionando durante el mayor tiempo posible, siempre que haya producción.

HORNO	HORAS USO ANUALES
H3	6910
H4	6870

Tabla 18: Días de uso anuales de los hornos

### **Horno 3:**

Lo primero que se puede calcular es el consumo por hora del horno. Este consumo será el siguiente.

$$\begin{aligned}\text{Consumo GN (kcal cada hora)} &= \frac{64.767.391,26}{6910} * 860 \\ &= 8.060.775,18 \text{ kcal de GN por hora}\end{aligned}$$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del H3, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{8.060.775,18}{9317} = 865,168 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{\text{GN}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 865,168 * 0,7955 = 688,241 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{\text{aire}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 15.123,34 \text{ Kg/h}$
- $\text{Exceso de aire}(\%) = \frac{15.123,34 - 688,241 * 18,57}{688,241 * 18,57} * 100 = 18,33 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora.

- $\dot{m}_{GASES\ ESCAPE\ H3} \left( \frac{kg}{h} \right) = 16.586 * 1,115 = 18.493,39 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES\ ENFRIAMIENTO} \left( \frac{kg}{h} \right) = 18.493,39 - 15.123,34 - 688,241 = 2.681,81 \text{ Kg/h}$

En este caso y debido a que los hornos no separan completamente los gases de la zona de cocción de la zona de enfriamiento, tenemos que pasan un total de 2.681,81 kg/h de gases de alta temperatura de la zona inicial de enfriamiento a la zona de cocción.

Estos gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de 267,8 °C.

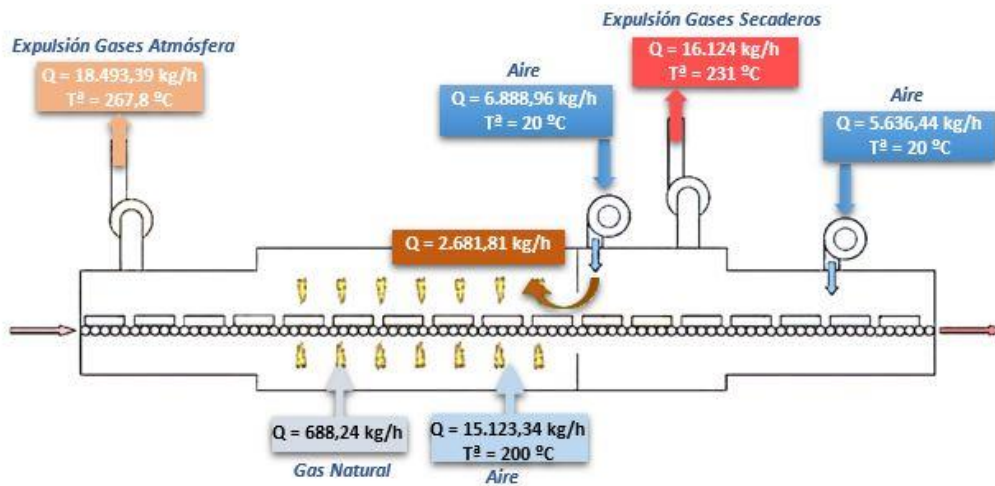


Figura 47: Caudales máxicos del Horno 3

#### Horno 4:

Lo primero que se puede calcular es el consumo por hora del horno. Este consumo será el siguiente.

$$\begin{aligned} \text{Consumo GN (kcal cada hora)} &= \frac{64.333.069,02}{6870} * 860 \\ &= 8.053.339,06 \text{ kcal de GN por hora} \end{aligned}$$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del H4, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{8.053.339,06}{9317} = 864,37 Nm^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 864,37 * 0,7955 = 687,607 Kg/h$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 15.164,29 Kg/h$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{15.164,29 - 687,607 * 18,57}{687,607 * 18,57} * 100 = 18,76 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora.

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE } H1} \left( \frac{kg}{h} \right) = 16.712 * 1,115 = 18.633,88 Kg/h$
- $\dot{m}_{GASES \text{ ENFRIAMIENTO}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 18.633,88 - 15.164,29 - 687,607 = 2.781,98 Kg/h$

En este caso y debido a que los hornos no separan completamente los gases de la zona de cocción de la zona de enfriamiento, tenemos que pasan un total de 3.595,70 kg/h de gases de alta temperatura de la zona inicial de enfriamiento a la zona de cocción.

Estos gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de 266,3 °C.

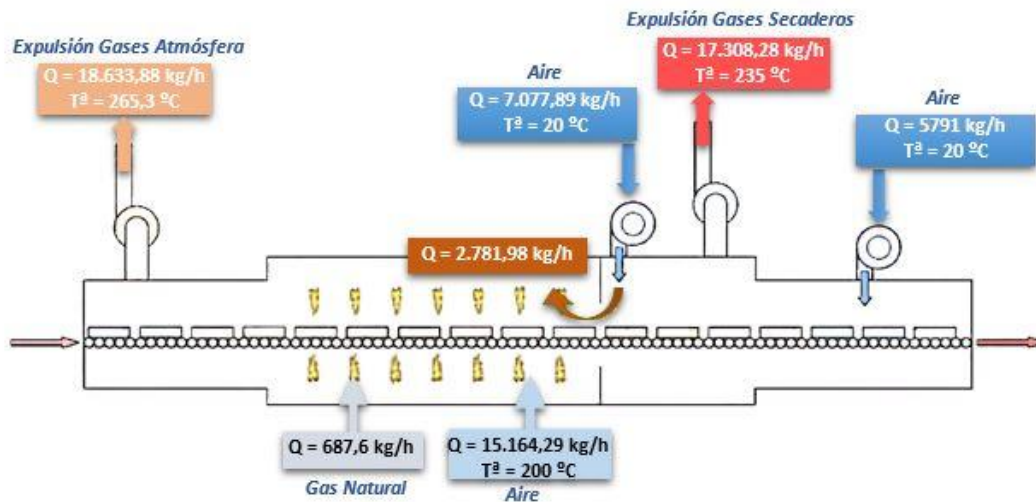


Figura 48: Caudales másicos del Horno 4

#### 2.3.4.- Secaderos

---

##### 2.3.4.1.- Caudales máscicos

Datos de partida:

- ET consumida SEC1 anual = 347.439,32 kWh
- ET consumida SEC2 anual = 347.037,65 kWh
- ET consumida SEC3 anual = 347.840,98 kWh
- ET consumida SEC4 anual = 349.045,97 kWh
- ET consumida SEC5 anual = 348.242,65 kWh
- ET consumida SEC6 anual = 348.443,48 kWh
- ET consumida SEC7 anual = 348.041,81 kWh
- ET consumida SEC8 anual = 530.196,42 kWh
- ET consumida SEC9 anual = 522.163,14 kWh
- ET consumida SEC10 anual = 528.188,10 kWh
- Caudal gases salida SEC1 = 7.145,12 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC2 = 7187,63 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC3 = 7.199,36 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC4 = 7.295,53 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC5 = 7.243,45 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC6 = 7.098,17 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC7 = 7.219,68 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC8 = 8.129,54 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC9 = 8.219,16 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal gases salida SEC10 = 8.395,98 Nm<sup>3</sup>/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC1 = 107,77 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC2 = 106,73 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC3 = 106,58 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC4 = 105,51 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC5 = 108,82 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC6 = 110,15 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC7 = 106,82 kg/h
- Caudal máscico medio de aire comburente SEC8 = 166,77 kg/h

- Caudal másico medio de aire comburente SEC9 = 166,21 kg/h
- Caudal másico medio de aire comburente SEC10 = 167,37 kg/h
- Densidad media gases de hornos = 1,115 kg/Nm<sup>3</sup>
- Densidad media gases de secaderos = 1,027 kg/Nm<sup>3</sup>
- Caudal medio gases salida hornos = 78.962 Nm<sup>3</sup>/h
- Combustión estequiométrica: 18,57 unidades aire/unidad GN
- PCS GN: 10.316 kcal/Nm<sup>3</sup>
- PCI GN: 9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>
- Densidad GN: 0,7955 kg/Nm<sup>3</sup>

El aire de secado que se aporta a los secaderos verticales, es aportado principalmente, de los gases de escape producidos en los hornos, es decir, proceden de la entrada y salida de los hornos 1 y 2 y de las salidas de los hornos 3 y 4, por ello, el consumo de GN en este proceso no es tan elevado como en el caso de las turbinas o de los hornos.

Las tareas de mantenimiento duran unas 6 horas y se realizan una vez cada mes, además, en el mes de Agosto, los secaderos permanecen parados durante alternativamente varios días, además y normalmente, los domingos también se paran los secaderos.

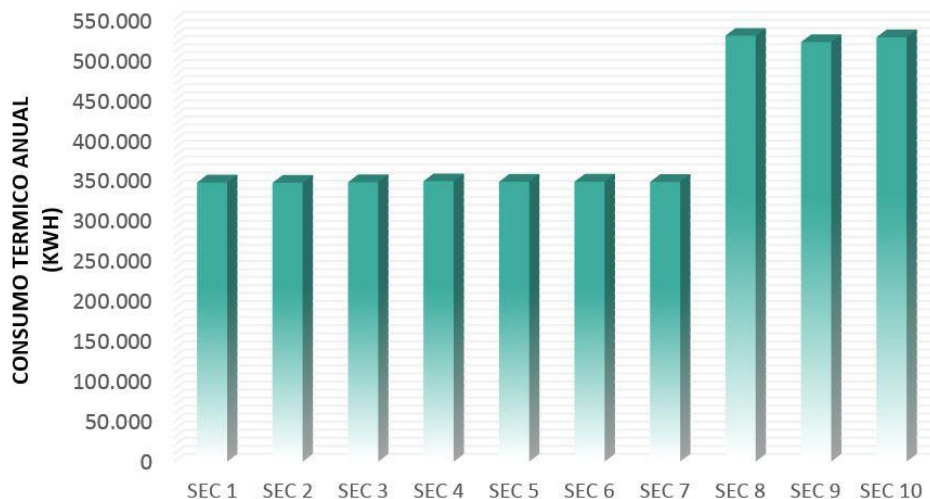


Figura 49: Energía térmica anual consumida por cada secadero

A continuación se pueden observar las horas de uso anuales por año aproximado, teniendo en cuenta las diferentes paradas que se realizan por mantenimiento, las paradas de los secaderos en épocas de menor producción, como es el mes de Agosto o los cambios de formatos que puedan aparecer a lo largo de un año.

SECADERO	HORAS DE USO ANUALES
SEC 1	5016
SEC 2	5040
SEC 3	5064
SEC 4	5136
SEC 5	4968
SEC 6	4920
SEC 7	5064
SEC 8	4944
SEC 9	4872
SEC 10	4896

**Tabla 19: Horas de uso anuales de los secaderos**

En un principio, tenemos que la mayor cantidad de aporte de calor viene de los gases de la zona de combustión de los hornos 1 y 2 y de las zonas de enfriamiento de los hornos 1, 2, 3 y 4. Por tanto, sabiendo el caudal de gases procedentes de los hornos y su densidad media, podemos obtener el caudal másico de dichos gases, que entrarían directamente a los secaderos si no hubiera pérdidas por expulsión de gases al exterior antes de llegar a los secaderos, por diferentes circunstancias que pueden obligar a ello.

El caudal másico que sale de los hornos será:

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 78.962 * 1,115 = 88.042,63 \text{ Kg/h}$

De este caudal másico, habrá que tener en cuenta que no será la que llegue a los secaderos en su totalidad, ya que una cierta parte de él que se perderá antes de llegar a los secaderos (de 10 – 15%), por pérdidas y expulsión de gases al exterior.

#### **Secadero 1:**

- $ET_{SEC1_{hora}} = \frac{347.439,32}{5016} = 69,27 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{SEC1_{hora}} = 69,27 * 860 = 59.568,94 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del SEC1, ya que sabemos el PCI del GN.

- $\text{Caudal}(\text{Nm}^3) = \frac{59.568,94}{9317} = 6,3936 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{\text{GN}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 6,3936 * 0,7955 = 5,0861 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{\text{aire}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 107,77 \text{ Kg/h}$
- $\text{Exceso de aire}(\%) = \frac{107,77 - 5,0861 * 18,57}{5,0861 * 18,57} * 100 = 14,1 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{\text{GASES ESCAPE SEC1}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 7.145,12 * 1,027 = 7.338,04 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{\text{GASES HORNO SEC1}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 7.338,04 - 107,77 - 5,086 = 7.225,19 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $108,15^\circ\text{C}$ . Un ejemplo de la distribución de caudales puede verse en la siguiente figura.

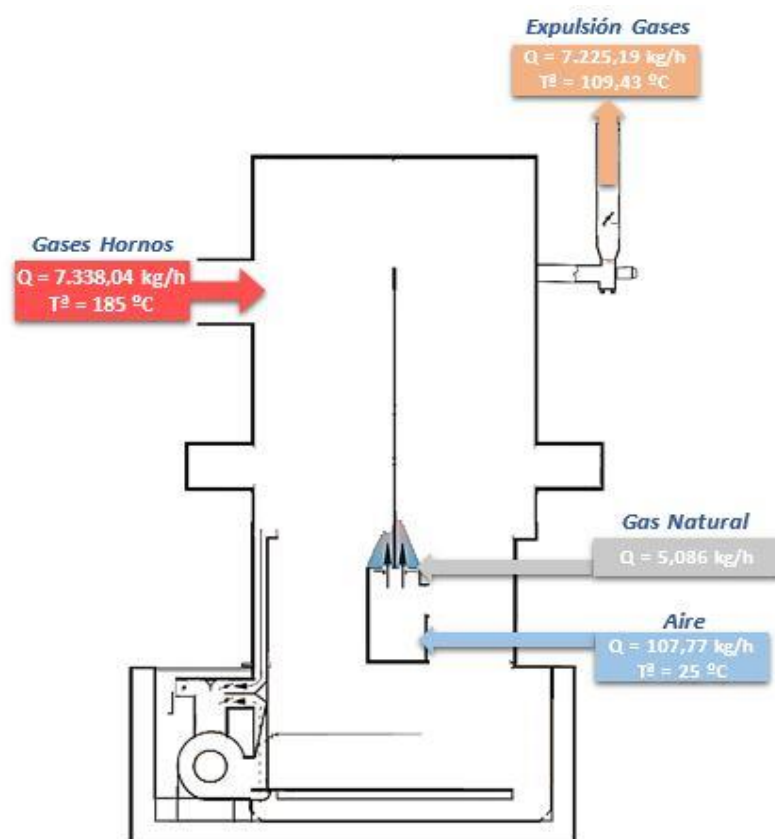


Figura 50: Caudales másicos del Secadero 1

### **Secadero 2:**

- $ET_{SEC2_{hora}} = \frac{347.037,65}{5040} = 68,86 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC2_{hora}} = 68,86 * 860 = 59.216,74 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC2, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{59.216,74}{9317} = 6,3558 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,3558 * 0,7955 = 5,056 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 106,73 \text{ Kg/h}$

- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{106,73 - 5,056 * 18,57}{5,056 * 18,57} * 100 = 13,68 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de 1,027 kg/Nm<sup>3</sup>.

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC2}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.187,63 * 1,027 = 7.381,70 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNOS SEC2}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.381,70 - 106,73 - 5,056 = 7.269,91 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una T<sup>a</sup> media durante el año de 106,69 °C.

### **Secadero 3:**

- $ET_{SEC3} = \frac{347.840,98}{5064} = 68,69 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC3} = 68,69 * 860 = 59.072,52 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC3, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{59.072,52}{9317} = 6,3403 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$



- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,3403 * 0,7955 = 5,044 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 106,58 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{106,58 - 5,044 * 18,57}{5,044 * 18,57} * 100 = 13,79 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC3}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.199,36 * 1,027 = 7.393,74 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNOSEC3}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.393,74 - 106,58 - 5,044 = 7.282,12 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $107,99^\circ\text{C}$ .

#### **Secadero 4:**

- $ET_{SEC4_{hora}} = \frac{349.045,97}{5136} = 67,96 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{SEC4_{hora}} = 67,96 * 860 = 58.446,17 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del SEC4, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(\text{Nm}^3) = \frac{58.446,17}{9317} = 6,2731 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,2731 * 0,7955 = 4,990 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 105,51 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{105,51 - 4,990 * 18,57}{4,990 * 18,57} * 100 = 13,86 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC4}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.295,53 * 1,027 = 7.492,51 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNOSEC4}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.492,51 - 105,51 - 4,990 = 7.382,01 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $108,25^\circ\text{C}$ .

### **Secadero 5:**

- $ET_{SEC5_{hora}} = \frac{348.242,65}{4968} = 70,10 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC5_{hora}} = 70,10 * 860 = 60.283,55 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC5, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{60.283,55}{9317} = 6,4703 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,4703 * 0,7955 = 5,147 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 108,82 \text{ Kg/h}$

- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{108,82 - 5,147 * 18,57}{5,147 * 18,57} * 100 = 13,85 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de 1,027 kg/Nm<sup>3</sup>.

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC5}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.243,45 * 1,027 = 7.439,02 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNO SEC5}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.439,02 - 108,82 - 5,147 = 7.325,06 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una T<sup>a</sup> media durante el año de 105,46 °C.

### **Secadero 6:**

- $ET_{SEC6_{hora}} = \frac{348.443,48}{4920} = 70,82 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC6_{hora}} = 70,82 * 860 = 60.906,79 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC6, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{60.906,79}{9317} = 6,5372 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,5372 * 0,7955 = 5,2 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 110,15 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{110,15 - 5,2 * 18,57}{5,2 * 18,57} * 100 = 14,06 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE } SEC6} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.098,17 * 1,027 = 7.289,82 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNO } SEC6} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.289,82 - 110,15 - 5,2 = 7.174,47 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $109,51^\circ\text{C}$ .

### **Secadero 7:**

- $ET_{SEC7 \text{ hora}} = \frac{348.041,81}{5064} = 68,73 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{SEC7 \text{ hora}} = 68,73 * 860 = 59.106,63 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del SEC7, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(\text{Nm}^3) = \frac{59.106,63}{9317} = 6,3440 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 6,3440 * 0,7955 = 5,047 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 106,82 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{106,82 - 5,047 * 18,57}{5,047 * 18,57} * 100 = 13,98 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE } SEC7} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.219,68 * 1,027 = 7.414,61 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNO } SEC7} \left( \frac{kg}{h} \right) = 7.414,61 - 106,82 - 5,047 = 7.302,75 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $105,64^\circ\text{C}$ .

### **Secadero 8:**

- $ET_{SEC8_{hora}} = \frac{530.196,42}{4944} = 107,24 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC8_{hora}} = 107,24 * 860 = 92.226,72 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC8, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{92.226,72}{9317} = 9,8988 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 9,8988 * 0,7955 = 7,874 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 166,77 \text{ Kg/h}$

- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{166,77 - 7,874 * 18,57}{7,874 * 18,57} * 100 = 14,05 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de 1,027 kg/Nm<sup>3</sup>.

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC8}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.129,54 * 1,027 = 8.349,04 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{GASES \text{ HORNOS SEC8}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.349,04 - 166,77 - 7,874 = 8.174,39 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una T<sup>a</sup> media durante el año de 112,51 °C.

### **Secadero 9:**

- $ET_{SEC9_{hora}} = \frac{522.163,14}{4872} = 107,18 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente 1 kWh = 860 kcal.

- $ET_{SEC9_{hora}} = 107,18 * 860 = 92.171,65 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en Nm<sup>3</sup> de GN por hora del SEC9, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal(Nm^3) = \frac{92.171,65}{9317} = 9,8928 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$

- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 9,8928 * 0,7955 = 7,870 \text{ Kg/h}$

- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 166,21 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{166,21 - 7,870 \cdot 18,57}{7,870 \cdot 18,57} * 100 = 13,73 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC9}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.219,16 * 1,027 = 8.441,08 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORROS SEC9}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.441,08 - 166,21 - 7,870 = 8.267,00 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $113,15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### **Secadero 10:**

- $ET_{SEC10_{hora}} = \frac{528.188,10}{4896} = 107,88 \text{ kWh}$

Teniendo en cuenta que aproximadamente  $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$ .

- $ET_{SEC10_{hora}} = 107,88 * 860 = 92.778,14 \text{ kcal}$

Ahora podemos obtener el caudal en  $\text{Nm}^3$  de GN por hora del SEC10, ya que sabemos el PCI del GN.

- $Caudal \text{ GN } (\text{Nm}^3/\text{h}) = \frac{92.778,14}{9317} = 9,9579 \text{ Nm}^3 \text{ de GN por hora}$
- $\dot{m}_{GN} \left( \frac{kg}{h} \right) = 9,9579 * 0,7955 = 7,922 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{aire} \left( \frac{kg}{h} \right) = 167,37 \text{ Kg/h}$
- $Exceso \text{ de aire}(\%) = \frac{167,37 - 7,922 \cdot 18,57}{7,922 \cdot 18,57} * 100 = 13,78 \%$

Ahora pasamos a calcular el caudal másico de gases de escape por hora sabiendo que la densidad media aproximada de los gases es de  $1,027 \text{ kg/Nm}^3$ .

- $\dot{m}_{GASES \text{ ESCAPE SEC10}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.395,98 * 1,027 = 8.622,67 \text{ Kg/h}$
- $\dot{m}_{GASES \text{ HORROS SEC10}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 8.622,67 - 143,93 - 7,922 = 8.447,38 \text{ Kg/h}$

Los gases de escape se expulsan a la atmósfera a una  $T^a$  media durante el año de  $114,23 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## 2.4.- Selección de la potencia frigorífica

Ahora pasaremos a calcular la potencia frigorífica máxima que podríamos necesitar para disminuir la temperatura del aire de entrada a las turbinas a unas condiciones.

Para ello necesitaremos transmitir una determinada energía del aire a mayor temperatura, a una corriente de agua a menor temperatura, para lo que necesitaremos un intercambiador aire/agua.

Las condiciones más desfavorables serán aquellas en las el aire tenga una mayor entalpía, por lo que tendremos que ver cuál es la mayor temperatura del año en Almazora, sin descuidar tampoco la humedad que tenga dicho aire, ya que la entalpía del aire depende de la humedad o contenido en agua del aire y de la temperatura del propio aire.

La máquina escogida será de la marca THERMAX y será una enfriadora accionada por gases de escape, y aunque aún no podemos saber de qué potencia frigorífica, si que podemos saber algunas especificaciones comunes a todas las del mismo modelo y que nos harán falta para el cálculo de la potencia intercambiado en el intercambiador de aire/agua. Unos de estos datos son las temperaturas de entrada y salida del agua refrigerada que pasará por el intercambiador. Estas temperaturas serán: 12,2 °C para la entrada a la enfriadora y 6,7 °C para la salida y que se dirigirá hacia el intercambiador.

Por otra parte, debido a que podemos tener una temperatura del agua a la salida de la máquina de absorción de unos 6,7 °C, podemos considerar que la temperatura que querremos en la corriente de aire a la entrada de la turbina sea de unos 10 °C.

Viendo los datos climáticos pertenecientes a la zona de Almazora, tenemos que la máxima temperatura puntual del año 2013 fue de 36 °C, aunque la temperatura media de un día máxima fue de 29,5 °C, con ello podemos dimensionar la máquina para que trabaja hasta una temperatura de 33 °C.

Con todo eso, los datos de partida para el cálculo del intercambiador serán:

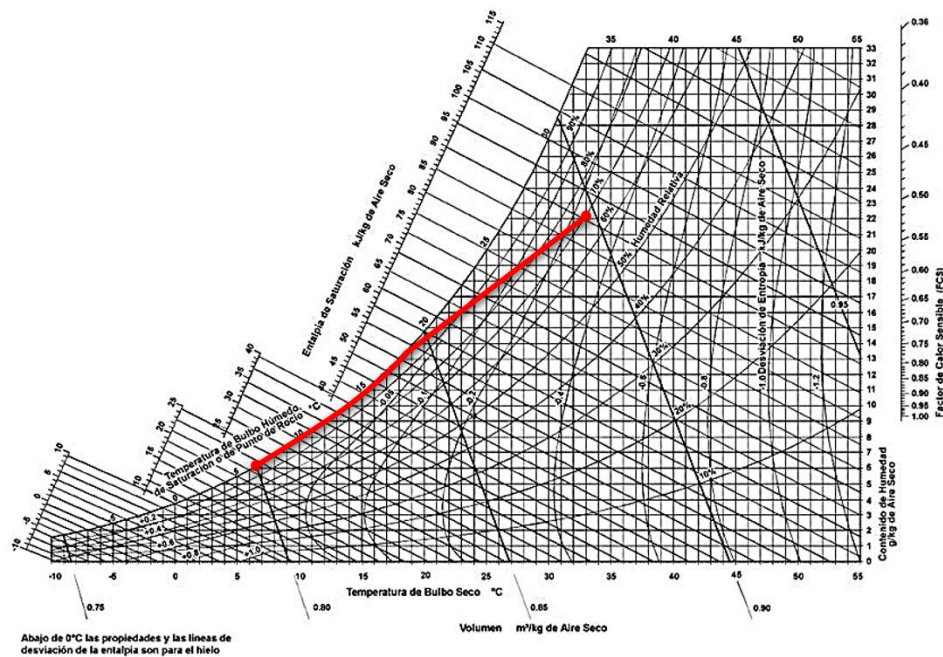
- $T^a$  agua fría (entrada agua): 6,7 °C
- $T^a$  agua salida (salida agua): 12,2 °C
- $T^a$  aire a turbina (salida aire): 10 °C
- $T^a$  aire ambiente (entrada aire): 32 °C

En cuanto a las condiciones del aire, la temperatura de entrada a la turbina se establece en 10°C y la humedad relativa del 70 %, ya que es la humedad media que existe en el periodo en el que se alcanza la temperatura máxima del aire y que corresponde con el mes de Agosto.

Con estos datos, con el diagrama psicrométrico del aire, se pueden obtener las entalpías del aire a la entrada del intercambiador para el caso más desfavorable y para el aire a la salida del intercambiador. Los valores obtenidos son los siguientes:

- $T^a$  6,7 °C y 100% de HR  $\rightarrow h = 22,09$  kJ/kg
- $T^a$  33 °C y 70% de HR  $\rightarrow h = 90,88$  kJ/kg

Con estos dos puntos ya puedo sacar la entalpía aproximada del aire a la salida del intercambiador a los 10 °C a partir de la unión de dichos puntos en el diagrama psicrométrico como se puede ver a continuación.



Este punto tendrá una HR = 100 a una temperatura de 10 °C, lo que supone una entalpía de **29,36 kJ/kg**.

Ahora ya podemos obtener la potencia frigorífica que necesita aportarle el intercambiador al aire de entrada mediante la siguiente ecuación:

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Donde:

- $Q$ , es la potencia necesaria para el intercambio térmico, dada en kW.
- $\dot{m}$ , es el caudal másico del aire de entrada al compresor, que es obtenido mediante la tabla del fabricante a partir de la temperatura del aire de entrada y el caudal másico de consumo de gas, dada en kg/seg.
- $\Delta h$ , es la variación de energía entre la entrada y salida de los gases en el intercambiador, dada en kJ/kg o kWh/kg.

A partir de las gráficas de la turbina, podemos obtener el caudal del aire de entrada a la turbina para una temperatura de entrada de 10 °C y una temperatura de los gases de escape de 500°C.

El valor del caudal del aire de entrada a la turbina obtenido a partir de dichas gráficas es de **18,953 kg/seg.**

Ahora ya podemos obtener la potencia frigorífica necesaria por turbina:

$$Q(kW) = 18,953 \cdot (90,88 - 29,36) = \mathbf{1165,989 kW}$$

Ahora, teniendo en cuenta que los intercambiadores no tienen una superficie de intercambio infinita y tienen pérdidas térmicas, no transferirán toda la potencia calculada, por lo que considerando una eficiencia del intercambiador del 80 %, además de que necesitamos enfriar el aire de las dos turbinas, la potencia frigorífica necesaria será ahora de:

$$Q(kW) = \frac{1165,989}{0,8} \cdot 2 = \mathbf{2914,971 kW}$$

Ahora considerando un factor de sobredimensionamiento del 10 % tendremos que la potencia final será:

$$Q(kW) = 2914,9714 \cdot 1,1 = \mathbf{3206,469 kW}$$

Ahora pasaremos a calcular de la misma forma pero de forma el caudal necesario de agua fría en el intercambiador para que se produzca este salto de temperaturas en el aire.

En este caso sabemos que:

- $C_{p_{agua}} (12,2 \text{ °C}) = 4,189 \text{ kJ / kg°C}$
- $C_{p_{agua}} (6,7 \text{ °C}) = 4,198 \text{ kJ / kg°C}$
- $C_{p_{agua}} \text{ medio} = 4,1935 \text{ kJ / kg°C}$
- $Q = 3206,469 \text{ kW}$

Y utilizando la siguiente ecuación:

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

- $C_p$ , es la cantidad de calor que hay que suministrar para elevar la temperatura un grado, dado en  $kJ/kg°C$ .
- $\Delta T$ , es la diferencia de temperaturas, dado en °C.



De esta forma, se obtendrá el caudal másico de agua que requerirá la máquina de absorción.

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{3206,469}{4,1935 \cdot (12,2 - 6,7)} = 139,0233 \frac{kg}{seg} = 500,484 \frac{m^3}{h}$$

Por lo tanto, necesitaremos una máquina de absorción con las siguientes características:

- Potencia Frigorífica > **3.206,469 kW**
- Caudal de agua refrigerada > **500,484 m³/h**

## 2.5.- Selección de la máquina de absorción

Con los datos obtenidos anteriormente, ya podemos seleccionar el modelo de máquina absorción necesario. En este caso he buscado una máquina de absorción de la empresa THERMAX, las cuales están disponibles desde 100 kW a 12.000 kW frigoríficos, por lo que nos valdrá, ya que necesitamos 3206,469 kW de potencia frigorífica.

Los modelos de máquinas de absorción accionadas por gases de procesos que oferta la empresa pueden verse en el ANEXO DASDFAF, aunque las máquinas con un rango de potencias que interesa, se puede ver en la siguiente figura.

GASES DE ESCAPE	MODELO NUMERO ED 30C TCU	MODELO NUMERO ED 40A TCU	MODELO NUMERO ED 40B TCU	MODELO NUMERO ED 40C TCU	MODELO NUMERO ED 50A TCU	MODELO NUMERO ED 50B TCU	MODELO NUMERO ED 60A TCU	MODELO NUMERO ED 60B TCU	MODELO NUMERO ED 60C TCU
CAPACIDAD									
Frigorífica	1322 KW	1498 KW	1692 KW	1864 KW	2050 KW	2265 KW	2627 KW	2916 KW	3323 KW
AGUA REFRIGERADA									
Caudal	206.2 m³ / Hr	233.7 m³ / Hr	263.8 m³ / Hr	290.7 m³ / Hr	319.8 m³ / Hr	353.2 m³ / Hr	409.7 m³ / Hr	454.7 m³ / Hr	518.3 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C
Pérdida de carga	69.6 Kpa	62.8 Kpa	63.7 Kpa	67.7 Kpa	67.7 Kpa	69.6 Kpa	46.1 Kpa	50 Kpa	57.9 Kpa
AGUA ENFRIAMIENTO									
Caudal	376 m³ / Hr	426 m³ / Hr	481 m³ / Hr	530 m³ / Hr	583 m³ / Hr	644 m³ / Hr	747 m³ / Hr	829 m³ / Hr	945 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C
Pérdida de carga	43.1 Kpa	36.3 Kpa	38.2 Kpa	40.2 Kpa	34.3 Kpa	36.3 Kpa	53 Kpa	53.9 Kpa	60.8 Kpa
CIRCUITO DE GASES									
Entrada	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C
Salida	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 210 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C
Aportación de Calor	951 KW	1078 KW	1217 KW	1341 KW	1475 KW	1629 KW	1890 KW	2097 KW	2391 KW
CONSUMO ELECTRICO	9.1 KVA	11.2 KVA	11.2 KVA	11.2 KVA	13.4 KVA	13.4 KVA	15.5 KVA	15.5 KVA	18.1 KVA
DIMENSIONES (Largo/Ancho/Alto)	5.0/3.0/3.0 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.4/3.6 m	5.1/3.4/3.6 m	6.4/3.4/3.6 m	6.4/3.4/3.6 m	7.9/3.6/3.7 m
PESO EN SERVICIO	14.8 Tons	17.7 Tons	18.3 Tons	19.0 Tons	21.4 Tons	23.0 Tons	26.4 Tons	29.5 Tons	40.6 Tons

Estas unidades pueden ser accionadas mediante gases de escape o bien, por medio de gases de escape y quemador de gas suplementario. Además, existe la posibilidad de utilizar los gases de escape y el agua caliente proveniente de un motor de cogeneración

de forma simultánea en un único equipo de absorción, aunque para este caso solo utilizaremos los gases de escape provenientes de los hornos.

Las enfriadoras accionadas directamente por gases de escape ofrecen un COP de entorno al 1,4 y compatibilidad con diferentes tipos de combustibles.

Estas máquinas, cuando la carga frigorífica está comprendida entre el 10 y 100% de su potencia nominal, la válvula reguladora de entrada de gases de escape modula, automáticamente la entrada de los humos en función de la temperatura del agua fría, por lo que garantiza un mejor comportamiento a carga parcial.

A partir de los datos de la tabla anterior y viendo las necesidades de la potencia frigorífica y de caudal, se ha elegido la máquina de absorción THERMAX por gases de escape, modelo **ED 60C TCU**.

---

#### 2.5.1.1.- Características de la máquina de absorción

Este modelo tiene las siguientes especificaciones:

**Capacidad Frigorífica:** 3323 kW

**Agua refrigerada**

- Caudal: 518,3 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura Entrada/Salida: 12,2/6,7 °C
- Perdida de carga: 57,9 kPa

**Agua de enfriamiento**

- Caudal: 945 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura Entrada / Salida: 29,4/34,6 °C
- Perdida de carga: 60,8 kPa

**Circuito de gases**

- Temperatura Entrada: 275-600 °C
- Temperatura Salida: 170-200 °C
- Aportación de Calor: 2391 kW

**Consumo eléctrico:** 18,5 kVA

**Dimensiones:** 7,9/3,6/3,7 m

**Peso en servicio:** 40600 kg

## 2.6.- Especificaciones de la Torre de Refrigeración

La torre de refrigeración tratará de refrigerar la corriente que circula por el absorbeor y el condensador de la máquina de absorción y su potencia de enfriamiento se determinará de forma análoga a los cálculos realizados anteriormente, tomando las especificaciones que nos da el fabricante de la máquina de absorción. En este caso tendremos las siguientes características:

- Fluido: agua
- Tª entrada: 34.6 ° C
- Tª Salida: 29.4 °C
- Caudal de agua: 945 m³/h = 262,5 kg/s
- Cpagua (34,6 °C): 4,178 kJ/kg°C
- Cpagua (29,4 °C): 4,178 kJ/kg°C

Con esto ya podríamos realizar una primera aproximación de la torre de refrigeración a instalar para disipar el calor necesario del ciclo de absorción.

Para saber la potencia térmica de intercambio utilizaremos la siguiente ecuación:

$$Q(kW) = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Por lo que nos dará:

$$Q(kW) = 262,5 \cdot 4,178 \cdot (34,6 - 29,4) = 5702,97 \text{ kW}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad del 20 %, debido a las altas temperaturas de la zona a lo largo del año, necesitaré una torre de refrigeración que disipe una potencia térmica aproximada de:

$$Q(kW) = 5702,97 \cdot 1,2 = 6843,56 \text{ kW}$$

## 2.7.- Necesidades térmicas de los gases de los hornos

Para este caso trataré de aprovechar el calor residual proveniente de la salida de los gases de los hornos por la zona de cocción. Por ello, los datos de partida que tendré serán:

### Circuito de gases de la máquina de absorción:

- Temperatura Entrada: 275-600 °C
- Temperatura Salida: 170-200 °C
- Aportación de Calor: 2391 kW

### Datos de los gases de escape de los hornos:

- Caudal gases escape total horno 3:  $Q_{H3} = 16.586 \text{ Nm}^3/\text{h}$
- Caudal gases escape total horno 4:  $Q_{H4} = 16.7123 \text{ Nm}^3/\text{h}$
- Caudal másico GN horno 3: 688,24 kg/seg
- Caudal másico GN horno 4: 687,61 kg/seg
- $h_{\text{aire}}$  en la entrada a hornos (120 °C): 120,7 kJ/kg
- Caudal másico aire de entrada a horno 3: 15.123,34 kg/seg
- Caudal másico aire de entrada a horno 4: 15.164,29 kg/seg
- $h_{\text{aire}}$  enfriamiento en hornos (180 °C): 181 kJ/kg
- Caudal másico aire de enfriamiento en horno 3: 2.681,81 kg/seg
- Caudal másico aire de enfriamiento en horno 4: 2.781,98 kg/seg
- $T^a$  gases escape horno 3:  $T_{H3} = 267,8 \text{ °C}$
- $T^a$  gases escape horno 4:  $T_{H4} = 266,3 \text{ °C}$
- Densidad gases escape:  $\rho_{\text{hornos}} = 1,115 \text{ kg/Nm}^3$
- PCI GN: 9.317 kcal/Nm<sup>3</sup>
- Densidad GN: 0,7955 kg/Nm<sup>3</sup>

### 2.7.1.- Entalpía y caudal másico de los gases de escape de los hornos

#### Horno 3:

$$\dot{m}_{\text{Gases Escape H3}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) = 16.586 * 1,115 = \mathbf{18.493,39 \text{ Kg/h}}$$

$$h_{GN} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right) = 9.317 \cdot \frac{3600}{860} = 39.001,395 \frac{\text{KJ}}{\text{Nm}^3}$$

$$h_{GN} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = \frac{39001,395}{0,7955} = 49.027,52 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned} h_{Gases \text{ de escape } H3} \left( \frac{kJ}{kg} \right) \\ = 49.027,52 \cdot \frac{688,24}{18.493,39} + 120,7 \cdot \frac{15.123,34}{18.493,39} + 181 \cdot \frac{2.681,81}{18.493,39} \\ h_{Gases \text{ de escape } H3} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 1.576,41 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

#### **Horno 4:**

$$\dot{m}_{Gases \text{ Escape } H4} \left( \frac{kg}{h} \right) = 16.712 \cdot 1,115 = 18.633,88 \text{ Kg/h}$$

$$\begin{aligned} h_{Gases \text{ de escape } H4} \left( \frac{kJ}{kg} \right) \\ = 49.027,52 \cdot \frac{687,61}{18.633,88} + 120,7 \cdot \frac{15.164,29}{18.633,88} + 181 \cdot \frac{2.781,98}{18.633,88} \\ h_{Gases \text{ de escape } H4} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 1.564,43 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

#### **Unión de corrientes:**

Ahora pasaré a calcular el caudal y entalpía de la unión de las dos corrientes térmicas.

$$\dot{m}_{Gases \text{ Escape Hornos}} \left( \frac{kg}{h} \right) = 18.493,39 + 18.633,88 = 37.127,27 \frac{kg}{h}$$

$$h_{Gases \text{ Escape Hornos}} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 1.576,41 \cdot \frac{18.493,39}{37.127,27} + 1.564,43 \cdot \frac{18.633,88}{37.127,27}$$

$$h_{Gases \text{ Escape Hornos}} \left( \frac{kJ}{kg} \right) = 1570,39 \frac{kJ}{kg}$$

Esta corriente estará a una temperatura aproximada de 267 °C.

$$T^a_{Gases \text{ Escape Hornos}} (^{\circ}C) = 267 ^{\circ}C$$

### 2.7.2.- Necesidades térmicas de la máquina de absorción

---

Sabemos que para que funcione la máquina de absorción elegida, a esta se le debe aportar una potencia calorífica de 2391 kW a una temperatura mínima de 275 °C.

Lo primero que consideremos es que de la salida de los hornos donde salen los gases calientes hacia la máquina de absorción, existe una determinada distancia en la que los gases calientes circular por unos conductos calorifugados, lo que nos dará unas pérdidas térmicas y que en este caso serán estimadas del orden del 5% de la energía que tienen los gases de escape a la salida de los hornos. Por tanto la entalpía del caudal máximo de gases que nos llegaría a la máquina de absorción, quedaría:

$$h_{\text{Gases Escape Hornos}} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 0,95 \cdot 1570,39 = \mathbf{1491,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Lo que corresponde a una temperatura aproximada de **253,7 °C**.

Ahora como la temperatura mínima de activación de la máquina de absorción es con una corriente de gases a 275 °C, lo que se hará es aumentar su temperatura a unos 280 °C mediante la aportación de energía térmica a partir de un quemador de GN.

Para dicha temperatura tendremos que subir la entalpía de los gases a **1646,57 kJ/kg**.

Por lo tanto, a continuación se pasará a calcular el caudal de GN necesario para llegar a este punto térmico, así como el caudal final del que dispondremos para la máquina de absorción.

$$X_{\text{caudal de GN}} \cdot h_{\text{GN}} + X_{\text{caudal gases inicial}} \cdot h_{\text{gases inicial}} = h_{\text{Gases Final}}$$

Siendo:

$$X_{\text{caudal de GN}} = \frac{\dot{m}_{\text{GN}}}{\dot{m}_{\text{Gases Final}}} \quad ; \quad X_{\text{caudal gases inicial}} = \frac{\dot{m}_{\text{caudal gases inicial}}}{\dot{m}_{\text{Gases Final}}}$$

Además sabemos que:

$$\dot{m}_{\text{GN}} + \dot{m}_{\text{caudal gases inicial}} = \dot{m}_{\text{Gases Final}}$$

Por tanto tenemos la siguiente ecuación:

$$h_{\text{Gases Final}} = \frac{\dot{m}_{\text{Gases Final}} - \dot{m}_{\text{caudal gases inicial}}}{\dot{m}_{\text{Gases Final}}} \cdot h_{\text{GN}} + \frac{\dot{m}_{\text{caudal gases inicial}}}{\dot{m}_{\text{Gases Final}}} \cdot h_{\text{gases inicial}}$$

$$1646,57 = \frac{\dot{m}_{Gases\ Final} - 37.127,27}{\dot{m}_{Gases\ Final}} \cdot 49.027,52 + \frac{37.127,27}{\dot{m}_{Gases\ Final}} \cdot 1491,88$$

$$1646,57 \cdot \dot{m}_{Gases\ Final} = 49.027,52 \cdot \dot{m}_{Gases\ Final} - 1820257972,4704 + 68494132,67769$$

$$\dot{m}_{Gases\ Final} = \frac{1751763839,79271}{46991,02} = 37278,694 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{GN} = 37.278,694 - 37.127,27 = 151,424 \frac{kg}{h}$$

Ahora pasaré a calcular el caudal de gases de escape necesario para la máquina de absorción, sabiendo que la salida de los gases una vez pasados por el intercambiador llegará a una temperatura de 170 °C. Para esta temperatura sabemos que su entalpía es de 1236,226 kJ/kg.

$$Q\ (kW) = \dot{m}_{necesario} \cdot \Delta h$$

$$\dot{m}_{necesario} \left( \frac{kg}{seg} \right) = \frac{2391}{(1646,57 - 1236,226)} = 5,827 \frac{kg}{seg}$$

$$\dot{m}_{necesario} \left( \frac{kg}{h} \right) = 5,827 \cdot 3600 = 20.977,2 \frac{kg}{h}$$

Ahora pasaré a comparar el caudal térmico necesario y del que se dispondría normalmente.

$$\dot{m}_{necesario} = 20.977,2 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{Gases\ disponible} = 37.278,694 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto, se puede ver que dispondremos de un caudal térmico suficiente para abastecer las necesidades térmicas que se requieren en el proceso de absorción para la obtención de potencia frigorífica.

La tasa o porcentaje de utilización de la corriente de gases proveniente de los hornos será de:

$$\%_{utilización} = \frac{20.977,2}{37.278,694} = 56,27 \%$$

Con estos datos podemos asegurar el enfriamiento del aire a la entrada de las turbinas a la largo del año incluso con variaciones en la producción y con ello en la capacidad térmica de los gases de escape de los hornos.

## 2.8.- Estudio sin enfriamiento

Ahora pasaré a calcular los costes y beneficios de que se obtienen con la cogeneración mediante el uso de la turbina SGT100.

En primer lugar se han desarrollado las ecuaciones necesarias con las que poder determinar el funcionamiento de la turbina estudiada. Para trabajar mejor con tantos datos se han creado diferentes hojas de cálculo de los diferentes valores interesantes del funcionamiento de la turbina.

Los diferentes valores de temperaturas y humedades tenidos en cuenta, han sido sacados de los datos climatológicos de la localidad de Almazora.

Estos datos se pueden ver en la siguiente tabla:

MESES	DIAS		Tª MEDIA MES (°C)	HUMEDAD (%)
ENERO	26		11,79	68
FEBRERO	24		11,27	66
MARZO	27		14,19	65
ABRIL	26		15,70	63
MAYO	27		18,10	65
JUNIO	25		22,10	65
JULIO	27		26,89	66
AGOSTO	20		26,37	68
SEPTIEMBRE	26		24,48	69
OCTUBRE	27		22,05	70
NOVIEMBRE	26		14,67	70
DICIEMBRE	26		9,82	70
<b>TOTAL</b>	<b>307</b>	<b>MEDIA</b>	<b>18,12</b>	<b>67,08</b>

Tabla 20: Datos climatológicos anuales

A partir de aquí, mediante el uso de las ecuaciones obtenidas a partir de datos ISO de funcionamiento de la turbina, he definido el comportamiento de la turbina a partir de diferentes estados climatológicos.

Con ello he calculado los siguientes datos para el caso del uso de la turbina SGT100 bajo las condiciones anteriores.



## 2.8.1.- Turbina 1

MESES	POTENCIA ELECTRICA (kW)	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	CAUDAL DE GN (kg/s)	P.TERMICA POR TURBINA NECESARIA (kW)	CONSUMO GN POR MES (kWh)
ENERO	4.369,93	2.781.370,53	0,303	14.874,30	9.467.192,35
FEBRERO	4.395,33	2.531.709,42	0,304	14.921,28	8.594.655,14
MARZO	4.253,04	2.838.647,16	0,299	14.661,31	9.785.545,70
ABRIL	4.179,73	2.660.315,32	0,296	14.530,41	9.248.314,20
MAYO	4.063,05	2.606.525,07	0,292	14.326,28	9.190.594,49
JUNIO	3.868,00	2.413.631,93	0,285	13.996,67	8.733.919,32
JULIO	3.634,51	2.425.819,96	0,278	13.621,13	9.091.284,94
AGOSTO	3.659,70	1.756.656,29	0,279	13.660,64	6.557.107,69
SEPTIEMBRE	3.751,79	2.294.293,96	0,282	13.807,16	8.443.356,38
OCTUBRE	3.870,52	2.633.498,93	0,286	14.000,83	9.526.161,33
NOVIEMBRE	4.230,02	2.718.716,85	0,298	14.619,98	9.396.555,79
DICIEMBRE	4.465,58	2.842.254,22	0,307	15.052,49	9.580.610,33
<b>TOTAL</b>	<b>4.061,77</b>	<b>2.541.953,30</b>	<b>0,292</b>	<b>14.339,37</b>	<b>8.967.941,47</b>

MESES	HEAT RATE (kJ/kWh)	CAUDAL DE AIRE (kg/s)	h AIRE ENTRADA (kJ/kg)	CAUDAL DE GASES DE ESCAPE (kg/s)
ENERO	3,404	18,536	26,62	18,839
FEBRERO	3,395	18,568	25,16	18,873
MARZO	3,447	18,386	30,83	18,685
ABRIL	3,476	18,290	33,51	18,587
MAYO	3,526	18,137	39,57	18,429
JUNIO	3,619	17,875	49,8	18,160
JULIO	3,748	17,553	64,69	17,830
AGOSTO	3,733	17,588	64,13	17,866
SEPTIEMBRE	3,680	17,716	58,62	17,997
OCTUBRE	3,617	17,878	51,81	18,164
NOVIEMBRE	3,456	18,356	33,17	18,654
DICIEMBRE	3,371	18,657	23,18	18,964
<b>TOTAL</b>	<b>3,539</b>	<b>18,128</b>	<b>41,758</b>	<b>18,421</b>

Tabla 21: Datos funcionamiento sin sistema de enfriamiento turbina 1

Solo con estas gráficas ya podemos ver cómo cambia la potencia eléctrica generada por la turbina a lo largo del año, la potencia térmica necesaria para obtener una determinada temperatura a la salida de dicha turbina, así como la energía térmica consumida a lo largo del año y además la energía eléctrica generada.

Luego también tenemos un valor interesante que sería el Heat Rate, además de los caudales tanto de aire necesario como el caudal de gases de escape.

En las siguientes tablas se ha calculado a partir de datos anteriores, tanto el beneficio económico por la venta de la electricidad generada por mes, como el coste económico del consumo de GN para la turbina.

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWH)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.467.192,35	28,47	269.530,97	10.366,58
FEBRERO	8.594.655,14	28,47	244.689,83	10.195,41
MARZO	9.785.545,70	28,47	278.594,49	10.318,31
ABRIL	9.248.314,20	28,47	263.299,51	10.126,90
MAYO	9.190.594,49	28,47	261.656,23	9.690,97
JUNIO	8.733.919,32	28,47	248.654,68	9.946,19
JULIO	9.091.284,94	28,47	258.828,88	9.586,25
AGOSTO	6.557.107,69	28,47	186.680,86	9.334,04
SEPTIEMBRE	8.443.356,38	28,47	240.382,36	9.245,48
OCTUBRE	9.526.161,33	28,47	271.209,81	10.044,81
NOVIEMBRE	9.396.555,79	28,47	267.519,94	10.289,23
DICIEMBRE	9.580.610,33	28,47	272.759,98	10.490,77
<b>TOTAL</b>	<b>8.967.941,47</b>	<b>TOTAL</b>	<b>255.317,29</b>	<b>9.969,58</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.781.370,53	68,81	191.386,11	7.361,00
FEBRERO	2.531.709,42	68,81	174.206,93	7.258,62
MARZO	2.838.647,16	68,81	195.327,31	7.234,34
ABRIL	2.660.315,32	68,81	183.056,30	7.040,63
MAYO	2.606.525,07	68,81	179.354,99	6.642,78
JUNIO	2.413.631,93	68,81	166.082,01	6.643,28
JULIO	2.425.819,96	68,81	166.920,67	6.182,25
AGOSTO	1.756.656,29	68,81	120.875,52	6.043,78
SEPTIEMBRE	2.294.293,96	68,81	157.870,37	6.071,94
OCTUBRE	2.633.498,93	68,81	181.211,06	6.711,52
NOVIEMBRE	2.718.716,85	68,81	187.074,91	7.195,19
DICIEMBRE	2.842.254,22	68,81	195.575,51	7.522,14
<b>TOTAL</b>	<b>2.541.953,30</b>	<b>TOTAL</b>	<b>174.911,81</b>	<b>6.825,62</b>

Tabla 22: Datos económicos sin sistema de enfriamiento para turbina 1

Como se puede ver, tanto el gasto térmico como el ingreso económico son elevados pero en los últimos años, el gasto térmico ha ido aumentando por la subida del precio del GN y los ingresos económicos han ido disminuyendo debido a la rebaja del precio del MWh.

## 2.8.2.- Turbina 2

A continuación se presentan los datos obtenidos para la turbina 2.

MESES	POTENCIA ELECTRICA (kW)	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	CAUDAL DE GN (kg/s)	P.TERMICA POR TURBINA NECESARIA (kW)	CONSUMO GN POR MES (kWh)
ENERO	4.369,93	2.672.297,17	0,303	14.874,30	9.095.929,91
FEBRERO	4.395,33	2.531.709,42	0,304	14.921,28	8.594.655,14
MARZO	4.253,04	2.673.289,07	0,299	14.661,31	9.215.513,91
ABRIL	4.179,73	2.555.989,23	0,296	14.530,41	8.885.635,21
MAYO	4.063,05	2.659.182,15	0,292	14.326,28	9.376.263,06
JUNIO	3.868,00	2.227.967,93	0,285	13.996,67	8.062.079,38
JULIO	3.634,51	2.284.510,06	0,278	13.621,13	8.561.695,52
AGOSTO	3.659,70	1.756.656,29	0,279	13.660,64	6.557.107,69
SEPTIEMBRE	3.751,79	2.387.938,62	0,282	13.807,16	8.787.983,17
OCTUBRE	3.870,52	2.382.689,51	0,286	14.000,83	8.618.907,87
NOVIEMBRE	4.230,02	2.560.345,00	0,298	14.619,98	8.849.183,61
DICIEMBRE	4.465,58	2.730.793,27	0,307	15.052,49	9.204.900,12
<b>TOTAL</b>	<b>4.061,77</b>	<b>2.451.947,31</b>	<b>0,292</b>	<b>14.339,37</b>	<b>8.650.821,22</b>

MESES	HEAT RATE (kJ/kWh)	CAUDAL DE AIRE (kg/s)	h AIRE ENTRADA (kJ/kg)	CAUDAL DE GASES DE ESCAPE (kg/s)
ENERO	3,404	18,536	26,62	18,839
FEBRERO	3,395	18,568	25,16	18,873
MARZO	3,447	18,386	30,83	18,685
ABRIL	3,476	18,290	33,51	18,587
MAYO	3,526	18,137	39,57	18,429
JUNIO	3,619	17,875	49,8	18,160
JULIO	3,748	17,553	64,69	17,830
AGOSTO	3,733	17,588	64,13	17,866
SEPTIEMBRE	3,680	17,716	58,62	17,997
OCTUBRE	3,617	17,878	51,81	18,164
NOVIEMBRE	3,456	18,356	33,17	18,654
DICIEMBRE	3,371	18,657	23,18	18,964
<b>TOTAL</b>	<b>3,539</b>	<b>18,128</b>	<b>41,758</b>	<b>18,421</b>

Tabla 23: Datos sin sistema de enfriamiento para turbina 1

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWh)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.095.929,91	28,47	258.961,12	9.960,04
FEBRERO	8.594.655,14	28,47	244.689,83	10.195,41
MARZO	9.215.513,91	28,47	262.365,68	9.717,25
ABRIL	8.885.635,21	28,47	252.974,03	9.729,77
MAYO	9.376.263,06	28,47	266.942,21	9.886,75
JUNIO	8.062.079,38	28,47	229.527,40	9.181,10
JULIO	8.561.695,52	28,47	243.751,47	9.027,83
AGOSTO	6.557.107,69	28,47	186.680,86	9.334,04
SEPTIEMBRE	8.787.983,17	28,47	250.193,88	9.622,84
OCTUBRE	8.618.907,87	28,47	245.380,31	9.088,16
NOVIEMBRE	8.849.183,61	28,47	251.936,26	9.689,86
DICIEMBRE	9.204.900,12	28,47	262.063,51	10.079,37
<b>TOTAL</b>	<b>8.650.821,22</b>	<b>TOTAL</b>	<b>246.288,88</b>	<b>9.626,03</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.672.297,17	68,81	183.880,77	7.072,34
FEBRERO	2.531.709,42	68,81	174.206,93	7.258,62
MARZO	2.673.289,07	68,81	183.949,02	6.812,93
ABRIL	2.555.989,23	68,81	175.877,62	6.764,52
MAYO	2.659.182,15	68,81	182.978,32	6.776,97
JUNIO	2.227.967,93	68,81	153.306,47	6.132,26
JULIO	2.284.510,06	68,81	157.197,14	5.822,12
AGOSTO	1.756.656,29	68,81	120.875,52	6.043,78
SEPTIEMBRE	2.387.938,62	68,81	164.314,06	6.319,77
OCTUBRE	2.382.689,51	68,81	163.952,87	6.072,33
NOVIEMBRE	2.560.345,00	68,81	176.177,34	6.776,05
DICIEMBRE	2.730.793,27	68,81	187.905,89	7.227,15
<b>TOTAL</b>	<b>2.451.947,31</b>	<b>TOTAL</b>	<b>168.718,49</b>	<b>6.589,90</b>

Tabla 24: Datos económicos sin sistema de enfriamiento para turbina 2

Como se puede ver, tanto el gasto térmico como el ingreso económico son elevados pero en los últimos años, el gasto térmico ha ido aumentando por la subida del precio del GN y los ingresos económicos han ido disminuyendo debido a la rebaja del precio del MWh.



### 2.8.3.- Costes e ingresos

Los costes térmicos e ingresos por electricidad totales de las dos turbinas en conjunto se muestran en la siguiente tabla.

TOTAL		
MESES	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	528.492,09	375.266,87
FEBRERO	489.379,66	348.413,85
MARZO	540.960,17	379.276,33
ABRIL	516.273,54	358.933,92
MAYO	528.598,43	362.333,31
JUNIO	478.182,08	319.388,49
JULIO	502.580,35	324.117,81
AGOSTO	373.361,71	241.751,04
SEPTIEMBRE	490.576,24	322.184,42
OCTUBRE	516.590,12	345.163,93
NOVIEMBRE	519.456,20	363.252,25
DICIEMBRE	534.823,48	383.481,40
<b>TOTAL</b>	<b>6.019.274,08</b>	<b>4.123.563,61</b>

Tabla 25: Balance final sin sistema de enfriamiento

## 2.9.- Estudio con enfriamiento

Ahora pasaré a calcular los costes y beneficios de que se obtienen con la cogeneración mediante el uso de la turbina SGT100 en el caso de utilizar el sistema de enfriamiento por aire mediante absorción.

En este caso, después de haber obtenido las ecuaciones necesarias con las que poder determinar el funcionamiento de la turbina como en el caso anterior, se procede de la misma forma que en el caso anterior, por lo que se han creado diferentes hojas de cálculo de los diferentes valores interesantes del funcionamiento de la turbina.

Los diferentes valores de temperaturas y humedades tenidos en cuenta, han sido sacados de los datos climatológicos de la localidad de Almazora, pero en este caso, trabajará el sistema de absorción para enfriar el aire de admisión de las turbinas.

Por ello, el aire de entrada a las turbinas será considerado como máximo en 10 °C, que será la temperatura a la que nos enfriará la máquina de absorción.

Estos datos se pueden ver en la siguiente tabla:

MESES	DIAS	Tª MEDIA MES (°C)
ENERO	26	10,00
FEBRERO	24	10,00
MARZO	27	10,00
ABRIL	26	10,00
MAYO	27	10,00
JUNIO	25	10,00
JULIO	27	10,00
AGOSTO	20	10,00
SEPTIEMBRE	26	10,00
OCTUBRE	27	10,00
NOVIEMBRE	26	10,00
DICIEMBRE	26	9,82
<b>TOTAL</b>	<b>307</b>	<b>MEDIA 9,99</b>

Tabla 26: Datos climatológicos con enfriadora

A partir de aquí, mediante el uso de las ecuaciones obtenidas a partir de datos ISO de funcionamiento de la turbina, he definido el comportamiento de la turbina a partir de los nuevos datos de temperatura.

Con ello he calculado los siguientes datos para el caso del uso de la turbina SGT100 bajo las condiciones anteriores.

## 2.9.1.- Turbina 1

MESES	POTENCIA ELECTRICA (kW)	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	CAUDAL DE GN (kg/s)	P.TERMICA POR TURBINA NECESARIA (kW)	CONSUMO GN POR MES (kWh)
ENERO	4.456,96	2.836.765,90	0,307	15.036,29	9.570.294,68
FEBRERO	4.456,96	2.567.208,96	0,307	15.036,29	8.660.900,16
MARZO	4.456,96	2.974.753,38	0,307	15.036,29	10.035.818,06
ABRIL	4.456,96	2.836.765,90	0,307	15.036,29	9.570.294,68
MAYO	4.456,96	2.859.228,98	0,307	15.036,29	9.646.077,55
JUNIO	4.456,96	2.781.143,04	0,307	15.036,29	9.382.641,84
JULIO	4.456,96	2.974.753,38	0,307	15.036,29	10.035.818,06
AGOSTO	4.456,96	2.139.340,80	0,307	15.036,29	7.217.416,80
SEPTIEMBRE	4.456,96	2.725.520,18	0,307	15.036,29	9.194.989,00
OCTUBRE	4.456,96	3.032.515,58	0,307	15.036,29	10.230.688,31
NOVIEMBRE	4.456,96	2.864.577,33	0,307	15.036,29	9.664.121,10
DICIEMBRE	4.465,58	2.842.254,22	0,307	15.052,49	9.580.610,33
<b>TOTAL</b>	<b>4.457,68</b>	<b>2.786.235,64</b>	<b>0,307</b>	<b>15.037,64</b>	<b>9.399.139,21</b>

MESES	HEAT RATE (kJ/kWh)	CAUDAL DE AIRE (kg/s)	h AIRE ENTRADA (kJ/kg)	CAUDAL DE GASES DE ESCAPE (kg/s)
ENERO	3,374	18,646	23,13	18,953
FEBRERO	3,374	18,646	22,74	18,953
MARZO	3,374	18,646	22,55	18,953
ABRIL	3,374	18,646	22,16	18,953
MAYO	3,374	18,646	22,55	18,953
JUNIO	3,374	18,646	22,55	18,953
JULIO	3,374	18,646	22,74	18,953
AGOSTO	3,374	18,646	23,13	18,953
SEPTIEMBRE	3,374	18,646	23,32	18,953
OCTUBRE	3,374	18,646	23,52	18,953
NOVIEMBRE	3,374	18,646	23,52	18,953
DICIEMBRE	3,371	18,657	23,18	18,964
<b>TOTAL</b>	<b>3,373</b>	<b>18,647</b>	<b>22,924</b>	<b>18,954</b>

Tabla 27: Datos con sistema de enfriamiento para turbina 1

En las siguientes tablas se ha calculado a partir de datos anteriores, tanto el beneficio económico por la venta de la electricidad generada por mes, como el coste económico del consumo de GN para la turbina.

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWH)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€) (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.570.294,68	28,47	272.466,29	10.479,47
FEBRERO	8.660.900,16	28,47	246.575,83	10.273,99
MARZO	10.035.818,06	28,47	285.719,74	10.582,21
ABRIL	9.570.294,68	28,47	272.466,29	10.479,47
MAYO	9.646.077,55	28,47	274.623,83	10.171,25
JUNIO	9.382.641,84	28,47	267.123,81	10.684,95
JULIO	10.035.818,06	28,47	285.719,74	10.582,21
AGOSTO	7.217.416,80	28,47	205.479,86	10.273,99
SEPTIEMBRE	9.194.989,00	28,47	261.781,34	10.068,51
OCTUBRE	10.230.688,31	28,47	291.267,70	10.787,69
NOVIEMBRE	9.664.121,10	28,47	275.137,53	10.582,21
DICIEMBRE	9.580.610,33	28,47	272.759,98	10.490,77
<b>TOTAL</b>	<b>9.399.139,21</b>	<b>TOTAL</b>	<b>267.593,49</b>	<b>10.454,73</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.836.765,90	68,81	195.197,86	7.507,61
FEBRERO	2.567.208,96	68,81	176.649,65	7.360,40
MARZO	2.974.753,38	68,81	204.692,78	7.581,21
ABRIL	2.836.765,90	68,81	195.197,86	7.507,61
MAYO	2.859.228,98	68,81	196.743,55	7.286,80
JUNIO	2.781.143,04	68,81	191.370,45	7.654,82
JULIO	2.974.753,38	68,81	204.692,78	7.581,21
AGOSTO	2.139.340,80	68,81	147.208,04	7.360,40
SEPTIEMBRE	2.725.520,18	68,81	187.543,04	7.213,19
OCTUBRE	3.032.515,58	68,81	208.667,40	7.728,42
NOVIEMBRE	2.864.577,33	68,81	197.111,57	7.581,21
DICIEMBRE	2.842.254,22	68,81	195.575,51	7.522,14
<b>TOTAL</b>	<b>2.786.235,64</b>	<b>TOTAL</b>	<b>191.720,87</b>	<b>7.490,42</b>

Tabla 28: Datos económicos con sistema de enfriamiento para turbina 1



## 2.9.2.- Turbina 2

A continuación se presentan los datos obtenidos para la turbina 2.

MESES	POTENCIA ELECTRICA (kW)	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	CAUDAL DE GN (kg/s)	P.TERMICA POR TURBINA NECESARIA (kW)	CONSUMO GN POR MES (kWh)
ENERO	4.456,96	2.725.520,18	0,307	15.036,29	9.194.989,00
FEBRERO	4.456,96	2.567.208,96	0,307	15.036,29	8.660.900,16
MARZO	4.456,96	2.801.466,78	0,307	15.036,29	9.451.207,30
ABRIL	4.456,96	2.725.520,18	0,307	15.036,29	9.194.989,00
MAYO	4.456,96	2.916.991,18	0,307	15.036,29	9.840.947,81
JUNIO	4.456,96	2.567.208,96	0,307	15.036,29	8.660.900,16
JULIO	4.456,96	2.801.466,78	0,307	15.036,29	9.451.207,30
AGOSTO	4.456,96	2.139.340,80	0,307	15.036,29	7.217.416,80
SEPTIEMBRE	4.456,96	2.836.765,90	0,307	15.036,29	9.570.294,68
OCTUBRE	4.456,96	2.743.704,58	0,307	15.036,29	9.256.337,05
NOVIEMBRE	4.456,96	2.697.708,75	0,307	15.036,29	9.101.162,58
DICIEMBRE	4.465,58	2.730.793,27	0,307	15.052,49	9.204.900,12
<b>TOTAL</b>	<b>4.457,68</b>	<b>2.687.808,03</b>	<b>0,307</b>	<b>15.037,64</b>	<b>9.067.104,33</b>

MESES	HEAT RATE (kJ/kWh)	CAUDAL DE AIRE (kg/s)	h AIRE ENTRADA (kJ/kg)	CAUDAL DE GASES DE ESCAPE (kg/s)
ENERO	3,374	18,646	23,13	18,953
FEBRERO	3,374	18,646	22,74	18,953
MARZO	3,374	18,646	22,55	18,953
ABRIL	3,374	18,646	22,16	18,953
MAYO	3,374	18,646	22,55	18,953
JUNIO	3,374	18,646	22,55	18,953
JULIO	3,374	18,646	22,74	18,953
AGOSTO	3,374	18,646	23,13	18,953
SEPTIEMBRE	3,374	18,646	23,32	18,953
OCTUBRE	3,374	18,646	23,52	18,953
NOVIEMBRE	3,374	18,646	23,52	18,953
DICIEMBRE	3,371	18,657	23,18	18,964
<b>TOTAL</b>	<b>3,373</b>	<b>18,647</b>	<b>22,924</b>	<b>18,954</b>

Tabla 29: Datos con sistema de enfriamiento para turbina 2

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWH)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€) (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.194.989,00	28,47	261.781,34	10.068,51
FEBRERO	8.660.900,16	28,47	246.575,83	10.273,99
MARZO	9.451.207,30	28,47	269.075,87	9.965,77
ABRIL	9.194.989,00	28,47	261.781,34	10.068,51
MAYO	9.840.947,81	28,47	280.171,78	10.376,73
JUNIO	8.660.900,16	28,47	246.575,83	9.863,03
JULIO	9.451.207,30	28,47	269.075,87	9.965,77
AGOSTO	7.217.416,80	28,47	205.479,86	10.273,99
SEPTIEMBRE	9.570.294,68	28,47	272.466,29	10.479,47
OCTUBRE	9.256.337,05	28,47	263.527,92	9.760,29
NOVIEMBRE	9.101.162,58	28,47	259.110,10	9.965,77
DICIEMBRE	9.204.900,12	28,47	262.063,51	10.079,37
<b>TOTAL</b>	<b>9.067.104,33</b>	<b>TOTAL</b>	<b>258.140,46</b>	<b>10.095,10</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.725.520,18	68,81	187.543,04	7.213,19
FEBRERO	2.567.208,96	68,81	176.649,65	7.360,40
MARZO	2.801.466,78	68,81	192.768,93	7.139,59
ABRIL	2.725.520,18	68,81	187.543,04	7.213,19
MAYO	2.916.991,18	68,81	200.718,16	7.434,01
JUNIO	2.567.208,96	68,81	176.649,65	7.065,99
JULIO	2.801.466,78	68,81	192.768,93	7.139,59
AGOSTO	2.139.340,80	68,81	147.208,04	7.360,40
SEPTIEMBRE	2.836.765,90	68,81	195.197,86	7.507,61
OCTUBRE	2.743.704,58	68,81	188.794,31	6.992,38
NOVIEMBRE	2.697.708,75	68,81	185.629,34	7.139,59
DICIEMBRE	2.730.793,27	68,81	187.905,89	7.227,15
<b>TOTAL</b>	<b>2.687.808,03</b>	<b>TOTAL</b>	<b>184.948,07</b>	<b>7.232,76</b>

Tabla 30: Datos económicos con sistema de enfriamiento para turbina 2

### 2.9.3.- Costes e ingresos

Los costes térmicos e ingresos por electricidad totales de las dos turbinas en conjunto se muestran en la siguiente tabla.

MESES	TOTAL				
	CAUDAL GN QUEMADOR GASES HORNOS (kg/h)	CONSUMO ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNOS (kWh)	COSTES ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNOS (€/MES)	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
FEBRERO	153,748	44.279,49	1.260,64	494.412,29	353.299,30
MARZO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
ABRIL	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
MAYO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
JUNIO	153,748	46.124,47	1.313,16	515.012,80	368.020,10
JULIO	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
AGOSTO	153,748	36.899,58	1.050,53	412.010,24	294.416,08
SEPTIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
OCTUBRE	153,748	49.814,43	1.418,22	556.213,83	397.461,71
NOVIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	535.613,32	382.740,91
DICIEMBRE	153,748	47.969,45	1.365,69	536.189,17	383.481,40
TOTAL	153,748	566.408,53	16.125,65	6.324.933,10	4.520.027,33

Tabla 31: Balance final con sistema de enfriamiento

### 2.10.- Comparación del sistema sin enfriamiento con el de enfriamiento

En la siguiente tabla se muestra la diferencia de beneficio económico entre el sistema sin enfriamiento del aire, con el de enfriamiento del aire de admisión de la turbina.

DIFERENCIA		
COSTES TERMICOS (€/AÑO)	INGRESOS ELECTRICOS (€/AÑO)	BENEFICO CON ENFRIAMIENTO (€/AÑO)
321.784,66	396.463,72	74.679,06

Tabla 32: Balance final de los sistemas

Como se observa existe un beneficio económico importante al instalar el sistema de enfriamiento del aire de admisión de la turbina mediante un sistema de absorción con el que aprovechar además la corriente de gases calientes provenientes de los hornos, por lo que la instalación será más o menos interesante dependiendo del coste económico de su adquisición y puesta en marcha.

Con el sistema retributivo actual para cogeneración, existen beneficios aunque dependiendo del coste del GN y de la retribución por generación de energía eléctrica, ya que estos beneficios se han visto repercutidos tanto por el aumento del precio del GN como por la disminución en el precio por el que se paga el MWh generado.

Para ver una comparación del sistema actual con el que sería el sistema retributivo por generación eléctrico anterior, en el siguiente punto aparecen los datos de beneficios que se obtendrían bajo las mismas circunstancias pero con un precio del GN menor y sobretodo con un mayor precio por el MWh eléctrico generado

## 2.11.- Estudio con enfriamiento con el anterior sistema retributivo

Como en este caso las potencias eléctricas generadas y las térmicas consumidas son iguales a los casos anteriores, se dispondrá solo el desglose de los costes de la energía térmica y del beneficio por la energía eléctrica.

### 2.11.1.- Sin enfriamiento

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWh)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€) (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.467.192,35	24,15	228.632,70	8.793,57
FEBRERO	8.594.655,14	24,15	207.560,92	8.648,37
MARZO	9.785.545,70	24,15	236.320,93	8.752,63
ABRIL	9.248.314,20	24,15	223.346,79	8.590,26
MAYO	9.190.594,49	24,15	221.952,86	8.220,48
JUNIO	8.733.919,32	24,15	210.924,15	8.436,97
JULIO	9.091.284,94	24,15	219.554,53	8.131,65
AGOSTO	6.557.107,69	24,15	158.354,15	7.917,71
SEPTIEMBRE	8.443.356,38	24,15	203.907,06	7.842,58
OCTUBRE	9.526.161,33	24,15	230.056,80	8.520,62
NOVIEMBRE	9.396.555,79	24,15	226.926,82	8.727,95
DICIEMBRE	9.580.610,33	24,15	231.371,74	8.898,91
<b>TOTAL</b>	<b>8.967.941,47</b>	<b>TOTAL</b>	<b>216.575,79</b>	<b>8.456,81</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.781.370,53	91,12	253.438,48	9.747,63
FEBRERO	2.531.709,42	91,12	230.689,36	9.612,06
MARZO	2.838.647,16	91,12	258.657,53	9.579,91
ABRIL	2.660.315,32	91,12	242.407,93	9.323,38
MAYO	2.606.525,07	91,12	237.506,56	8.796,54
JUNIO	2.413.631,93	91,12	219.930,14	8.797,21
JULIO	2.425.819,96	91,12	221.040,72	8.186,69
AGOSTO	1.756.656,29	91,12	160.066,52	8.003,33
SEPTIEMBRE	2.294.293,96	91,12	209.056,07	8.040,62
OCTUBRE	2.633.498,93	91,12	239.964,42	8.887,57
NOVIEMBRE	2.718.716,85	91,12	247.729,48	9.528,06
DICIEMBRE	2.842.254,22	91,12	258.986,20	9.961,01
<b>TOTAL</b>	<b>2.541.953,30</b>	<b>TOTAL</b>	<b>231.622,79</b>	<b>9.038,67</b>

Tabla 33: Datos económicos sin sistema de enfriamiento



## 2.11.2.- Con enfriamiento

MESES	CONSUMO GN POR MES (kWh)	PRECIO GN PCI (€/MWH)	COSTES ENERGIA TERMICA TURBINA (€) (€/MES)	GASTO ENERGIA TERMICA TURBINA (€/DIA)
ENERO	9.570.294,68	24,15	231.122,62	8.889,33
FEBRERO	8.660.900,16	24,15	209.160,74	8.715,03
MARZO	10.035.818,06	24,15	242.365,01	8.976,48
ABRIL	9.570.294,68	24,15	231.122,62	8.889,33
MAYO	9.646.077,55	24,15	232.952,77	8.627,88
JUNIO	9.382.641,84	24,15	226.590,80	9.063,63
JULIO	10.035.818,06	24,15	242.365,01	8.976,48
AGOSTO	7.217.416,80	24,15	174.300,62	8.715,03
SEPTIEMBRE	9.194.989,00	24,15	222.058,98	8.540,73
OCTUBRE	10.230.688,31	24,15	247.071,12	9.150,78
NOVIEMBRE	9.664.121,10	24,15	233.388,52	8.976,48
DICIEMBRE	9.580.610,33	24,15	231.371,74	8.898,91
<b>TOTAL</b>	<b>9.399.139,21</b>	<b>TOTAL</b>	<b>226.989,21</b>	<b>8.868,34</b>

MESES	GENERACION ELECTRICA POR MES (kWh)	PRECIO VENTA ELECTRICIDAD (€/MWh)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/DIA)
ENERO	2.836.765,90	91,12	258.486,11	9.941,77
FEBRERO	2.567.208,96	91,12	233.924,08	9.746,84
MARZO	2.974.753,38	91,12	271.059,53	10.039,24
ABRIL	2.836.765,90	91,12	258.486,11	9.941,77
MAYO	2.859.228,98	91,12	260.532,94	9.649,37
JUNIO	2.781.143,04	91,12	253.417,75	10.136,71
JULIO	2.974.753,38	91,12	271.059,53	10.039,24
AGOSTO	2.139.340,80	91,12	194.936,73	9.746,84
SEPTIEMBRE	2.725.520,18	91,12	248.349,40	9.551,90
OCTUBRE	3.032.515,58	91,12	276.322,82	10.234,18
NOVIEMBRE	2.864.577,33	91,12	261.020,29	10.039,24
DICIEMBRE	2.842.254,22	91,12	258.986,20	9.961,01
<b>TOTAL</b>	<b>2.786.235,64</b>	<b>TOTAL</b>	<b>253.881,79</b>	<b>9.919,01</b>

Tabla 34: Datos económicos con sistema de enfriamiento

### 2.11.3.- Costes e ingresos

#### 2.11.3.1.- Sin enfriamiento

MESES	TOTAL	
	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	448.299,40	496.938,20
FEBRERO	415.121,84	461.378,72
MARZO	458.875,59	502.247,63
ABRIL	437.934,88	475.309,67
MAYO	448.389,61	479.811,24
JUNIO	405.623,37	422.942,58
JULIO	426.319,48	429.205,27
AGOSTO	316.708,30	320.133,04
SEPTIEMBRE	416.136,85	426.645,03
OCTUBRE	438.203,42	457.075,09
NOVIEMBRE	440.634,61	481.028,12
DICIEMBRE	453.670,08	507.816,09
TOTAL	5.105.917,43	5.460.530,69

Tabla 35: Balance con sistema de enfriamiento con antigua legislación

#### 2.11.3.2.- Con enfriamiento

MESES	TOTAL				
	CAUDAL GN QUEMADOR GASES HORNOS (kg/h)	CONSUMO ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNOS (kWh)	COSTES ENERGIA TERMICA QUEMADOR GASES HORNOS (€/MES)	COSTES ENERGIA TERMICA TOTAL €/MES (€/MES)	INGRESOS POR ELECTRICIDAD (€/MES)
ENERO	153,748	95.938,90	2.316,92	455.498,53	506.835,51
FEBRERO	153,748	88.558,99	2.138,70	420.460,18	467.848,16
MARZO	153,748	99.628,86	2.406,04	473.017,70	526.329,18
ABRIL	153,748	95.938,90	2.316,92	455.498,53	506.835,51
MAYO	153,748	99.628,86	2.406,04	473.017,70	526.329,18
JUNIO	153,748	92.248,95	2.227,81	437.979,35	487.341,83
JULIO	153,748	99.628,86	2.406,04	473.017,70	526.329,18
AGOSTO	153,748	73.799,16	1.782,25	350.383,48	389.873,47
SEPTIEMBRE	153,748	95.938,90	2.316,92	455.498,53	506.835,51
OCTUBRE	153,748	99.628,86	2.406,04	473.017,70	526.329,18
NOVIEMBRE	153,748	95.938,90	2.316,92	455.498,53	506.835,51
DICIEMBRE	153,748	95.938,90	2.316,92	455.987,00	507.816,09
TOTAL	153,748	1.132.817,07	27.357,53	5.378.874,91	5.985.538,30

Tabla 36: Balance sin sistema de enfriamiento con antigua legislación

---

2.11.4.- Comparación

---

DIFERENCIA		
COSTES TERMICOS	INGRESOS ELECTRICOS	BENEFICO / AÑO
300.315,02	525.007,62	224.692,60

Tabla 37: Balance final con sistema de enfriamiento

Como se puede observar, el beneficio obtenido con la anterior tarifa eléctrica es mucho mayor que si la comparamos con la del estado actual, por lo que está muy condicionado a las tarifas tanto eléctrica como del GN.



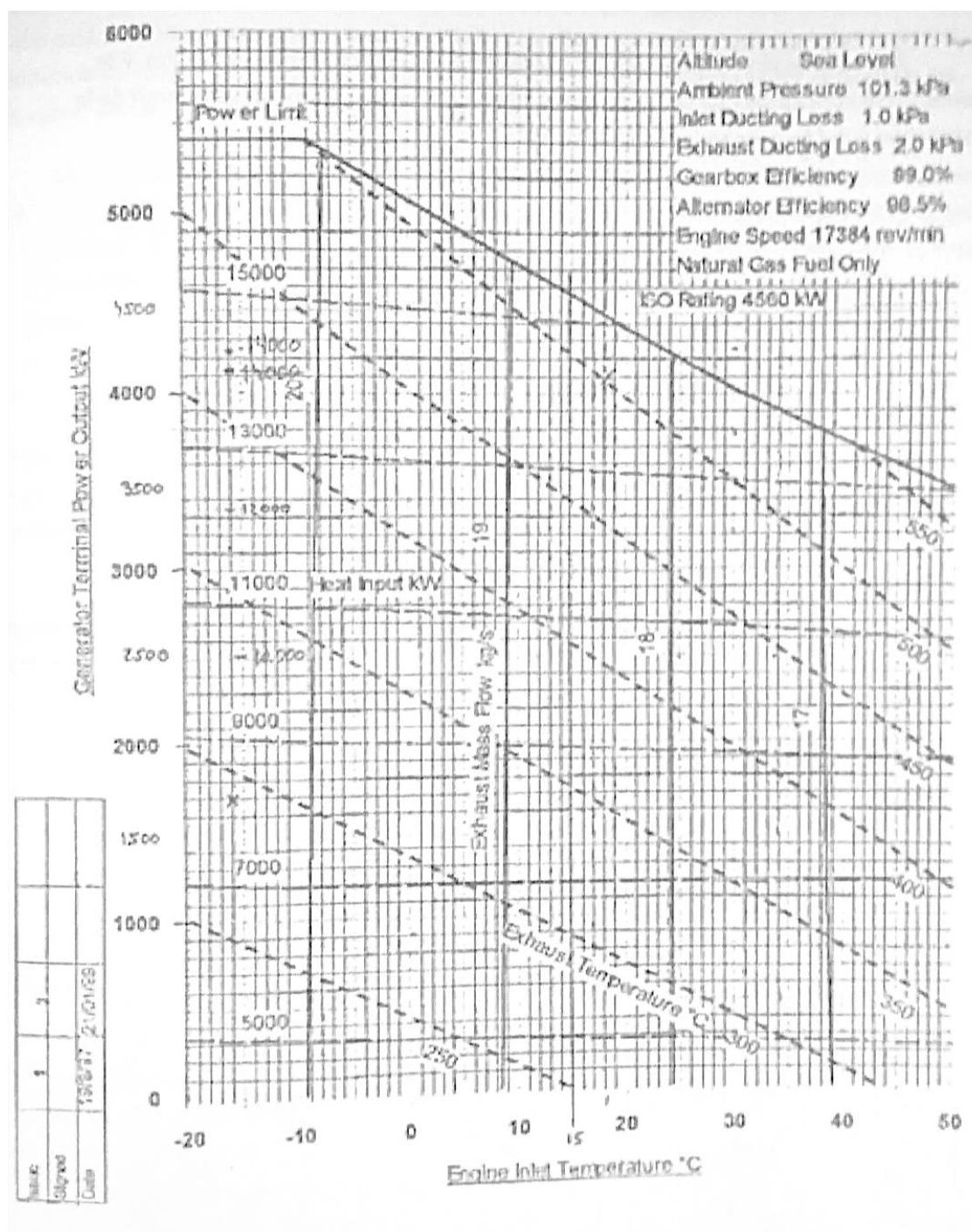


## **3. OTROS ANEXOS**

### 3.1.- Especificaciones de los atomizadores

ATM		36	52	65	90
Evaporated water (maximum) Agua evaporativa (máxima) - Максимальная испарительная способность	l/h	3.600	5.200	6.500	9.000
Total installed power* Potencia total instalada - Общая установленная мощность	kW	108	139	159	197
Total unit weight Peso total de la instalación - Общий вес установки	kg	41.000	50.000	56.000	64.000
<b>HEAT GENERATOR</b> <b>GENERADOR DE CALOR - ТЕПЛОГЕНЕРАТОР</b>					
Thermal power Potencia térmica instalada - Установленная тепловая мощность	kcal/h	3.000.000	4.300.000	5.500.000	7.500.000
Burner electric fan power - Potencia electroventilador quemador Мощность электровентилятора горелки	kW	5,5	7,5	7,5	11
Pressing electric fan power - Potencia ventilador presurización Мощность нагнетающего электровентилятора	kW	3	7,5	7,5	7,5
Tower inlet air temperature Temperatura aire entrada torre - Температура воздуха на входе башни	°C	500÷600	500÷600	500÷600	500÷600
<b>SLIP PUMP</b> <b>BOMBA BARBOTINA - НАСОС ШЛИКЕРА</b>					
Maximum delivery rate Caudal máximo - Максимальная пропускная способность	l/h	13.000	2x8.000	2x8.000	2x13.000
Maximum pressure Presión máxima - Максимальное давление	bar	30	30	30	30
Power Potencia - Мощность	kW	22	2x15	2x15	2x22
<b>DRYING TOWER</b> <b>TORRE ATOMIZACIÓN - СУШИЛЬНАЯ БАШНЯ</b>					
Maximum number of nozzles Numero máx boquillas - Максимальное кол-во форсунок	nr.	20	28	32	32
Specific thermal consumption Consumo térmico específico - Удельный тепловой расход	kcal/l H <sub>2</sub> O	700÷800	700÷800	700÷800	700÷800
Spray-dried powder temperature Temperatura polvo atomizado - Температура пресс-порошка	°C	40÷60	40÷60	40÷60	40÷60
Spray-dried powder moisture content Humedad polvo atomizado - Влажность пресс-порошка	%	4÷7	4÷7	4÷7	4÷7
<b>EXHAUST AIR - AIRE CONSUMIDO - ОТРАБОТАННЫЙ ВОЗДУХ</b>					
Main electric fan Electroventilador principal - Главный электровентилятор					
Flow rate - Caudal - Пропускная способность	m <sup>3</sup> /h (100 °C; 1 bar)	35.000	50.000	63.000	87.000
Power - Potencia - Мощность	kW	75	90	110	132
Pressure - Presión - Давление	mm H <sub>2</sub> O	400	400	400	400
Separating cyclones Ciclones separadores - Циклоны-сепараторы	nr.	2	2	2	2
Exhaust air temperature Temperatura aire a la salida - Температура воздуха на выходе	°C	70÷120	70÷120	70÷120	70÷120
<b>DUST SEPARATOR 100 and 30 mg/Nm<sup>3</sup></b> <b>ABATIDOR - ПЫЛЕУЛАВЛИВАТЕЛЬ</b>					
Water consumption with recirculation Consumo mínimo de agua con recirculación Минимальный расход воды с системой рециркуляции	l/h	1.350	1.930	2.430	3.350

### 3.2.- Prestaciones de la turbina Alstom Typhoon SGT100



### 3.3.- Máquinas de absorción THERMAX

GASES DE ESCAPE	MODELO NUMERO ED 10A CU	MODELO NUMERO ED 10B CU	MODELO NUMERO ED 10C CU	MODELO NUMERO ED 20A TCU	MODELO NUMERO ED 20B TCU	MODELO NUMERO ED 20C TCU	MODELO NUMERO ED 20D TCU	MODELO NUMERO ED 30A TCU	MODELO NUMERO ED 30B TCU
CAPACIDAD									
Frigorifica	169 KW	260 KW	359 KW	464 KW	552 KWW	696 KW	830 KW	1002 KW	1125 KW
AGUA REFRIGERADA									
Caudal	26.3 m³ / Hr	40.6 m³ / Hr	55.9 m³ / Hr	72.4 m³ / Hr	86.1 m³ / Hr	108.6 m³ / Hr	129.5 m³ / Hr	156.3 m³ / Hr	175.5 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C
Perdida de carga	22.6 Kpa	37.3 Kpa	39.2 Kpa	13.7 Kpa	16.7 Kpa	39.2 Kpa	48.1 Kpa	40.2 Kpa	44.1 Kpa
AGUA ENFRIAMIENTO									
Caudal	48 m³ / Hr	74 m³ / Hr	102 m³ / Hr	132 m³ / Hr	157 m³ / Hr	198 m³ / Hr	235 m³ / Hr	285 m³ / Hr	320 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	29.4/34.9 ° C	29.4/34.9 ° C	29.4/34.9 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C
Perdida de carga	36.3 Kpa	55.9 Kpa	65.7 Kpa	24.5 Kpa	26.5 Kpa	66.7 Kpa	68.6 Kpa	59.8 Kpa	59.8 Kpa
CIRCUITO DE GASES									
Entrada	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C
Salida	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C
Aportacion de Calor	134 KW	207 KW	285 KW	334 KW	397 KW	501 KW	597 KW	721 KW	810 KW
CONSUMO ELECTRICO	5.7 KVA	5.7 KVA	5.7 KVA	7.6 KVA	7.6 KVA	7.6 KVA	7.6 KVA	9.1 KVA	9.1 KVA
DIMENSIONES (Largo/Ancho/Alto)	2.6/1.9/2.0 m	2.9/2.1/2.2 m	2.9/2.1/2.2 m	3.1/2.4/2.7 m	3.1/2.4/2.7 m	4.1/2.6/2.8 m	4.1/2.6/2.8 m	4.4/2.8/3.0 m	4.4/2.8/3.0 m
PESO EN SERVICIO	5.1 Tons	5.3 Tons	5.4 Tons	7.8 Tons	8.1 Tons	9.8 Tons	10.2 Tons	12.6 Tons	13.0 Tons
GASES DE ESCAPE	MODELO NUMERO ED 30C TCU	MODELO NUMERO ED 40A TCU	MODELO NUMERO ED 40B TCU	MODELO NUMERO ED 40C TCU	MODELO NUMERO ED 50A TCU	MODELO NUMERO ED 50B TCU	MODELO NUMERO ED 60A TCU	MODELO NUMERO ED 60B TCU	MODELO NUMERO ED 60C TCU
CAPACIDAD									
Frigorifica	1322 KW	1498 KW	1692 KW	1864 KW	2050 KW	2265 KW	2627 KW	2916 KW	3323 KW
AGUA REFRIGERADA									
Caudal	206.2 m³ / Hr	233.7 m³ / Hr	263.8 m³ / Hr	290.7 m³ / Hr	319.8 m³ / Hr	353.2 m³ / Hr	409.7 m³ / Hr	454.7 m³ / Hr	518.3 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C
Perdida de carga	69.6 Kpa	62.8 Kpa	63.7 Kpa	67.7 Kpa	67.7 Kpa	69.6 Kpa	46.1 Kpa	50 Kpa	57.9 Kpa
AGUA ENFRIAMIENTO									
Caudal	376 m³ / Hr	426 m³ / Hr	481 m³ / Hr	530 m³ / Hr	583 m³ / Hr	644 m³ / Hr	747 m³ / Hr	829 m³ / Hr	945 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C
Perdida de carga	43.1 Kpa	36.3 Kpa	38.2 Kpa	40.2 Kpa	34.3 Kpa	36.3 Kpa	53 Kpa	53.9 Kpa	60.8 Kpa
CIRCUITO DE GASES									
Entrada	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C
Salida	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 210 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C
Aportacion de Calor	951 KW	1078 KW	1217 KW	1341 KW	1475 KW	1629 KW	1890 KW	2097 KW	2391 KW
CONSUMO ELECTRICO	9.1 KVA	11.2 KVA	11.2 KVA	11.2 KVA	13.4 KVA	13.4 KVA	15.5 KVA	15.5 KVA	18.1 KVA
DIMENSIONES (Largo/Ancho/Alto)	5.0/3.0/3.0 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.1/3.4 m	5.1/3.4/3.6 m	5.1/3.4/3.6 m	6.4/3.4/3.6 m	6.4/3.4/3.6 m	7.9/3.6/3.7 m
PESO EN SERVICIO	14.8 Tons	17.7 Tons	18.3 Tons	19.0 Tons	21.4 Tons	23.0 Tons	28.4 Tons	29.5 Tons	40.6 Tons
GASES DE ESCAPE	MODELO NUMERO ED 60D TCU	MODELO NUMERO ED 70A TCU	MODELO NUMERO ED 70B TCU	MODELO NUMERO ED 80A TCU	MODELO NUMERO ED 80B TCU	MODELO NUMERO ED 80B TCU	MODELO NUMERO ED 80C TCU	MODELO NUMERO ED 80D TCU	
CAPACIDAD									
Frigorifica	3679 KW	4076 KW	4547 KW	5156 KW	5673 KW	5673 KW	6591 KW		7164 KW
AGUA REFRIGERADA									
Caudal	573.7 m³ / Hr	635.7 m³ / Hr	709.2 m³ / Hr	804.1 m³ / Hr	884.8 m³ / Hr	884.8 m³ / Hr	1027.9 m³ / Hr		1117.3 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C	12.2/6.7 ° C		12.2/6.7 ° C
Perdida de carga	61.8 Kpa	49 Kpa	52 Kpa	44.1 Kpa	48.1 Kpa	48.1 Kpa	79.4 Kpa		84.3 Kpa
AGUA ENFRIAMIENTO									
Caudal	1046 m³ / Hr	1159 m³ / Hr	1293 m³ / Hr	1466 m³ / Hr	1613 m³ / Hr	1613 m³ / Hr	1874 m³ / Hr		2037 m³ / Hr
Entrada / Salida Temperatura	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C	29.4/34.6 ° C		29.4/34.6 ° C
Perdida de carga	63.7 Kpa	56.9 Kpa	60.8 Kpa	54.9 Kpa	57.9 Kpa	57.9 Kpa	77.5 Kpa		81.4 Kpa
CIRCUITO DE GASES									
Entrada	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C	275 – 600 ° C		275 – 600 ° C
Salida	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C	170 – 200 ° C		170 – 200 ° C
Aportacion de Calor	2647 KW	2932 KW	3271 KW	3709 KW	4081 KW	4081 KW	4742 KW		5154 KW
CONSUMO ELECTRICO	20.3 KVA	20.3 KVA	20.3 KVA	20.3 KVA	25.3 KVA	25.3 KVA	25.3 KVA		25.3 KVA
DIMENSIONES (Largo/Ancho/Alto)	7.9/3.6/3.7 m	8.2/3.9/4.2 m	8.2/3.9/4.2 m	8.2/3.9/4.2 m	8.4/4.5/4.5 m	8.4/4.5/4.5 m	9.6/4.5/4.5 m		9.6/4.5/4.5 m
PESO EN SERVICIO	42.1 Tons	51.6 Tons	52.9 Tons	67.4 Tons	68.6 Tons	68.6 Tons	76.3 Tons		77.8 Tons

## **4. BIBLIOGRAFÍA**

- **AZARA GARCIA DEL BUSTO, Mario;** *Ahorro energético en el sector azulejero*, IPEAE, 1990.
- **BORRÁS BRUCART, Enrique.:** *Gas natural: Características, distribución y aplicaciones industriales*. Editores técnicos asociados, 1987
- **E. TORRELA, J. NAVARRO, R. CABELLO, J. A. LARUMBE.** *Ingeniería térmica. Ejercicios resueltos de transmisión de calor*. Editorial UPV. 2002.
- **IDAE.** *Guía técnica. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*.
- **M.J., Morán; H.N., Shapiro:** *Fundamentos de termodinámica técnica.*, Reverté, 1ª Edición, 1994.
- **M., Gustavo; M., Ana;** *Estudio de la operación de secado de soportes de las baldosas cerámicas en secaderos verticales*. ITC, 2010.
- **M. G., Gustavo, M. G., Eliseo, B., Graciano;** L. N., Javier. *Depuración de los gases de combustión en la Industria Cerámica*; Gráficas Castañ, 1ª Edición, 1998.
- **M., Eliseo; M., Ana; G., Roció; V., Eva;** *Análisis de consumos energéticos y emisiones de dióxido de carbono en la fabricación de baldosas cerámicas*. 2010.
- **M., Eliseo; M., Ana; M., Gustavo; G., Roció; V., Eva;** *Guía de ahorro energético en el sector de las baldosas cerámicas*. LAIMPRESA CG, 2011.
- **SALA LIZARRAGA, Jose M<sup>a</sup>.** *Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos*. Servicio editorial de la Universidad del País Vasco. 1999

